



PROJETO DE GRADUAÇÃO

Análise Energética e Econômica Simplificada de Plantas de Potência Integradas com Gaseificação

Por
Álvaro Manoel Santos Pinheiro – 08/23783

Brasília, 8 de dezembro de 2014

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

PROJETO DE GRADUAÇÃO

Análise Energética e Econômica Simplificada de Plantas de Potência Integradas com Gaseificação

Por

Álvaro Manoel Santos Pinheiro – 08/23783

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Carlos Alberto Gurgel Veras, UnB/ ENM
(Orientador)

Prof. Armando Azevedo Caldeira Pires, UnB/ ENM

Prof. Taygoara Felamingo de Oliveira, UnB/ ENM

Brasília, 8 de dezembro de 2014

Dedicatória

Dedico este trabalho à minha mãe, que realiza seu sonho de ver seus três filhos formados.

“Because limits, like fears, are often just an illusion.”

Michael Jordan

Agradecimentos

Primeiramente agradeço a Deus, que Se fez presente nos momentos mais difíceis da minha caminhada, me levantando e mostrando o caminho a seguir.

Agradeço à minha família, base essencial para meu desenvolvimento. Mais especificamente aos meus pais, que nunca mediram esforços para me educar, pela formação e valores transmitidos, primordiais para tudo que já conquistei. Particularmente, ao incentivo ininterrupto da minha mãe, que confiou na minha capacidade de lidar com tantas responsabilidades desde cedo. Ao meu pai por sempre exigir que fizesse meu melhor. Ao meu irmão, modelo de pessoa por sua moral inabalável, esforço e inteligência invejáveis. Por tanto ter me ensinado e desafiado ao longo desta trajetória. À minha irmã, que também posso também chamar de mãe, pelo amor, carinho e atenção nos momentos alegres e tristes. Ao meu irmão por consideração Rodrigo, por quase duas décadas de amizade e companheirismo.

Agradeço aos professores do departamento de engenharia mecânica, profissionais comprometidos com a formação de um mercado profissional tão necessário ao desenvolvimento de nosso país. De forma especial ao professor Gurgel, que mesmo diante de seus compromissos e obrigações junto à AEB aceitou ser meu orientador e me propôs um trabalho extremamente interessante. Também ao professor Francisco Ricardo, pela dedicação ímpar ao meio acadêmico, por suas recomendações e por me ensinar a superar meus limites. Ao professor Armando Caldeira, pelos conhecimentos transmitidos com tamanha paciência, pela disponibilidade e solicitude nos momentos em que necessitei de orientação e auxílio. Ao professor Taygoara, pelas observações e correções extremamente pertinentes realizadas no meu trabalho, demonstrando todo seu interesse e envolvimento. Não posso deixar de citar também outros professores importantes para minha formação (não apenas acadêmica): André Cançado e Jhames Sampaio da estatística e Ulisses Borges, professor colaborador da sociologia.

Tão importante ao longo desses anos foram também os amigos, responsáveis por momentos sem os quais a universidade perderia o sentido. Em especial: Bavares G1, Francão, Ricardão, Makkz, Eduardo, Rique, Viça, Tales, Perinha, Ed, Arthur, Baby Alziro Baiano e Matusa. Ao Adriano e ao Careca, que me ajudaram nas matérias mais difíceis. A todos os barulhentos, formados, formandos e desertores. Aos Piratas, pelas madrugadas e finais de semana empregados no projeto e construção de um BAJA, mas na realização de um sonho de infância.

Finalmente, agradeço por ter sido apresentado no ambiente de trabalho com a amizade de pessoas extraordinárias como Bianchini, Dermeval e Renan. Devo a eles todo o meu conhecimento profissional e grande parte do amadurecimento nas relações interpessoais. Agradeço ainda pelas condições que me forneceram, permitindo agarrar todas as oportunidades que esta universidade me ofereceu. Em especial ao Renan por ser meu incentivador no sonho agora tão próximo de estudar no exterior.

A todos aqueles que, mesmo não citados diretamente aqui me fortaleceram e ajudaram a nunca desistir dos meus objetivos.

Álvaro Pinheiro

RESUMO

Este trabalho apresenta uma análise energética e econômica simplificada de quatro configurações de plantas de geração de energia elétrica integradas à gaseificação. Com o fito de reduzir a complexidade, custo e manutenção das plantas o sistema de tratamento do gás de síntese é simplificado, tornando necessário adotar configurações alternativas às tradicionais.

A menor das plantas, para geração de eletricidade em pequena escala, utiliza o ciclo de turbina a gás com combustão externa (EFGT). Duas plantas empregam o ciclo Rankine a vapor integrado a gaseificação e uma última planta, de larga escala, adota o ciclo combinado com gaseificação integrada (IGCC) de forma modificada, utilizando os ciclos EFGT e Rankine. Há ainda a apresentação do ciclo Rankine orgânico (ORC) para aproveitar energia de baixa temperatura rejeitada em uma planta a vapor.

A eficiência energética das plantas é investigada através da construção de modelos termodinâmicos, enquanto a análise econômica busca comparar as configurações estudadas com alternativas existentes. A partir do estudo, são extraídas conclusões preliminares acerca da empregabilidade das tecnologias em cenários particulares presentes no Brasil.

Palavras-chave: Eficiência Energética; Termelétrica; Biomassa; Ciclo Combinado; EFGT; Energia Elétrica; Gaseificação; IGCC; Rankine; ORC; Ciclo a Gás; Ciclo Vapor; Análise Econômica.

ABSTRACT

This report presents an energetic and economic simplified analysis on four electricity generation plants integrated to gasification. Aiming to diminish complexity, costs and maintenance of the plants, the gas treatment system is reduced, creating the need to adopt alternative plant configurations.

The smaller plant, for small-scale electricity generation, makes use of the Externally Fired Gas Turbine (EFGT). Two plants use the Rankine steam cycle integrated to gasification, while the largest power plant adopts a modified version of the Integrated Gasification Combined Cycle (IGCC), utilizing the EFGT and Rankine cycles. The organic Rankine cycle (ORC) is also presented as a method to exploit low temperature waste heat in a steam plant.

The energetic efficiency of the plants is investigated by the construction of thermodynamic models, while the economic analysis intends to compare the presented configurations with existent alternatives. From the study, preliminaries conclusions about the possibility to employ these technologies in particular scenarios in Brazil are extracted.

Keywords: Energetic Efficiency; Thermal Plant; Biomass; Combined cycle; EFGT; Electric Energy; Gasification; IGCC; Rankine; ORC, Gas Cycle, Steam Cycle; Economic Analysis

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	MOTIVAÇÃO.....	1
1.2	OBJETIVO	2
2	REVISÃO TEÓRICA	4
2.1	CICLO RANKINE	4
2.2	CICLO RANKINE ORGÂNICO.....	8
2.3	CICLO BRAYTON	12
2.4	CICLO COMBINADO E IGCC.....	16
2.5	GASEIFICAÇÃO	19
3	GASEIFICAÇÃO E PLANTAS A BIOMASSA	22
3.1	TECNOLOGIAS DE GASEIFICAÇÃO	22
3.1.1	Leito Fixo	23
3.1.2	Contracorrente.....	23
3.1.3	Concorrente	24
3.1.4	Leito Fluidizado	24
3.1.5	Leito Fluidizado Borbulhante e Circulante	24
3.1.6	Demais Tecnologias.....	25
3.2	APLICAÇÕES	26
3.3	TRATAMENTO DO GÁS	29
3.3.1	Ciclone	30
3.3.2	Precipitador Eletrostático	30
3.3.3	Filtros.....	31
3.3.4	Lavagem	32
3.4	PLANTAS A BIOMASSA NO BRASIL.....	33
4	MODELOS TERMODINÂMICOS	37
4.1	GASEIFICADOR	38
4.2	CICLO EFGT.....	41
4.3	CICLO RANKINE	45
4.4	CICLO IGCC COM COMBUSTÃO EXTERNA	47
4.5	CICLO ORC	50
5	ANÁLISE ECONÔMICA SIMPLIFICADA	52
5.1	METODOLOGIA	52
5.2	ESTIMATIVA DE CUSTOS.....	55
5.3	MICRO TURBINA COM COMBUSTÃO EXTERNA.....	57
5.4	CICLO RANKINE COM GASEIFICAÇÃO	59
5.5	CICLO IGCC COM COMBUSTÃO EXTERNA	60
5.6	CICLO ORC	62
6	RESULTADOS	64
6.1	CICLO EFGT COM GASEIFICAÇÃO	64
6.2	CICLO RANKINE COM GASEIFICAÇÃO	66
6.3	CICLO IGCC COM COMBUSTÃO EXTERNA	69
6.4	CICLO ORC	71
7	CONCLUSÕES	74
8	PROPOSTAS FUTURAS	76
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	77
	ANEXOS.....	81

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 Representação esquemática do ciclo de Carnot.	4
Figura 2 Representação esquemática do ciclo Rankine ideal.	5
Figura 3 Representação esquemática do ciclo Rankine real.	6
Figura 4 Torres de resfriamento da usina supercrítica de Belchatow, Polônia..	8
Figura 5 Classificação de fluidos de acordo com a inclinação da curva de vapor saturado. ...	10
Figura 6 Módulo ORC.....	13
Figura 7 Representação esquemática do ciclo Brayton.....	14
Figura 8 Turbina a gás de múltiplos estágios SGT5-8000H.	15
Figura 9 Planta Siemens Irsching 4.....	17
Figura 10 Representação esquemática de um gaseificador contracorrente.....	23
Figura 11 Representação esquemática de um gaseificador concorrente.	24
Figura 12 Representação esquemática de gaseificadores de leito fluidizado.....	25
Figura 13 Gaseificador do tipo Texaco.	26
Figura 14 Carro adaptado para funcionamento com gás de síntese	27
Figura 15 Deposição em trocadores de calor de caldeiras	28
Figura 16 Representação esquemática de um ciclone.	30
Figura 17 Representação esquemática de um precipitador eletrostático.....	31
Figura 18 Representação esquemática de um lavador Venturi.	32
Figura 19 Representação esquemática de uma torre de absorção.	33
Figura 20 Contribuição das fontes de biomassa para geração de energia elétrica no Brasil....	34
Figura 21 Disposição geográfica das plantas termelétricas a biomassa no Brasil.	35
Figura 22 Usina VCP produtora de celulose movida a licor negro.....	36
Figura 23 Diagrama da planta de Il Forteto.	41
Figura 24 Diagrama da planta EFGT com Gaseificação Integrada.	42
Figura 25 Diagrama da planta Rankine com Gaseificação Integrada.	46
Figura 26 Diagrama da planta IGCC com combustão externa.....	48
Figura 27 Diagrama da planta ORC.	50
Figura 28 Fluxo de caixa de um projeto de energia.	53
Figura 29 Fluxo de caixa 2.	54
Figura 30 Análise de sensibilidade ao custo do combustível para plantas a vapor.....	68
Figura 31 Análise de sensibilidade à operação anual para plantas IGCC e NGCC.	71
Figura A1 Diagrama T - s do ciclo EFGT.....	86
Figura A2 Diagrama T - s do ciclo Rankine	91
Figura A3 Diagramas T - s do ciclo combinado	100

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 Fluidos indicados para uso no ORC de acordo com aplicação.	11
Tabela 2 Fluidos indicados para uso no ORC de acordo com a temperatura da fonte.....	12
Tabela 3 Plantas IGCC em operação.....	18
Tabela 4 Contaminantes presentes no gás de síntese..	29
Tabela 5 Plantas de gaseificação de biomassa estudadas.....	39
Tabela 6 Parâmetros utilizados para modelagem do gaseificador.	40
Tabela 7 Especificações técnicas da micro turbina Turbec T-100.....	43
Tabela 8 Parâmetros utilizados para modelagem do ciclo EFGT	44
Tabela 9 Parâmetros utilizados para modelagem das plantas de ciclo Rankine.	47
Tabela 10 Parâmetros utilizados na modelagem do ciclo IGCC com combustão externa.....	49
Tabela 11 Parâmetros utilizados na modelagem do ciclo ORC	51
Tabela 12 Parâmetros econômicos utilizados.	55
Tabela 13 Poder calorífico inferior e custo específico dos combustíveis.	56
Tabela 14 Tarifa do gás natural.....	56
Tabela 15 Custos associados à micro turbina com combustão externa.....	58
Tabela 16 Custos associados ao gerador a diesel.	59
Tabela 17 Parâmetros das plantas a vapor.	59
Tabela 18 Custos associados às plantas a vapor.	60
Tabela 19 Custos associados à plantas IGCC com combustão externa e NGCC.	62
Tabela 20 Custos associados à planta ORC.	63
Tabela 21 Resultados da planta EFGT com gaseificação.	64
Tabela 22 Análise comparativa entre plantas de pequena escala.	65
Tabela 23 Análise comparativa da micro turbina EFGT com diferentes combustíveis.....	66
Tabela 24 Análise comparativa da micro turbina para diferentes tarifas do gás.....	66
Tabela 25 Resultados das plantas Rankine com gaseificação integrada.	66
Tabela 26 Comparativo de resultados das plantas a vapor com e sem gaseificação.....	67
Tabela 27 Comparativo econômico das plantas a vapor com e sem gaseificação.	67
Tabela 28 Resultados da planta IGCC com combustão externa.	69
Tabela 29 Comparativo econômico das plantas IGCC com combustão externa e NGCC.	70
Tabela 30 Resultados da planta ORC.....	72
Tabela 31 Resultados econômicos da planta ORC.....	73

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

C_p	Calor específico a pressão constante	[kJ/kg.K]
h	Entalpia específica	[kJ/kg]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
T	Temperatura	[K]
U	Coeficiente global de transferência de calor	[W/m ² .K]
\dot{W}	Potência	[kW]
\dot{Q}	Taxa de calor	[kW]
W	Potência específica	[kW/kg]
Q	Taxa de calor específico	[kW/kg]
PCI	Poder calorífico inferior	[kJ/kg]
v	Volume específico	[m ³ /kg]
\dot{v}	Vazão volumétrica	[m ³ /s]
\dot{C}	Taxa de capacidade calorífica	[kW/K]
s	Entropia específica	[kJ/kg-K]
x	Título	
P	Pressão	[kPa]
CE	Custo do equipamento	[R\$]
CI	Custo de instalação	[R\$]
CM	Custo de manutenção e operação	[R\$]
CC	Custo de combustível	[R\$]
R	Valor residual do investimento	[R\$]
VS	Valor do subproduto	[R\$]
j	Taxa de juros	
t_c	Tempo de construção	[anos]
v	Vida útil da instalação	[anos]

Símbolos Gregos

ε	Efetividade
Δ	Variação entre duas grandezas similares
η	Eficiência

Grupos Adimensionais

NUT	Número de Unidades Transferidas
-----	---------------------------------

Subscritos

amb	ambiente
ext	externo
in	entrada
out	saída
RK	Rankine
max	máximo
min	mínimo

<i>he</i>	trocador de calor
<i>el</i>	elétrico
<i>liq</i>	líquido
<i>th</i>	térmico
<i>gas</i>	gás
<i>iso</i>	isentrópico
<i>c</i>	compressor
<i>t</i>	turbina
<i>gasifier</i>	gaseificador
<i>boiler</i>	caldeira
<i>gl</i>	global
<i>r</i>	regenerado
<i>fuel</i>	combustível
<i>q</i>	quente
<i>f</i>	frio

Sobrescritos

- Variação temporal

Siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ACL	Ambiente de Contratação Regulada
ACR	Ambiente de Contratação Livre
ANEEL	Agência Nacional de energia elétrica
CENBIO	Centro Nacional de Referência em Biomassa
CHP	Geração Combinada de Calor e Potência
COMGÁS	Companhia de Gás de São Paulo
EFGT	Ciclo de Turbina a Gás com Queima Externa
EIA	Departamento de Energia dos Estados Unidos
FC	Fator de Capacidade
IGCC	Ciclo Combinado com Gaseificação Integrada
IPT	Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo
ISO	Organização Internacional para Padronização
NGCC	Ciclo Combinado a Gás Natural
O&M	Operação e Manutenção
ONU	Organização das Nações Unidas
ORC	Ciclo Rankine Orgânico
SIGEL	Sistema de Informações Georreferenciadas do Setor Elétrico
SIN	Sistema Integrado Nacional
VCP	Votorantim Celulose e Papel

1 INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

Com a implantação do novo modelo do setor elétrico brasileiro em 2004, regulamentado pela Lei n.º 10.848/04, o Governo Federal procurou reestruturar esse setor da economia, de modo a garantir o fornecimento de energia elétrica de forma ininterrupta e a tarifas moderadas, evitando assim a ocorrência dos “apagões” experimentados no país especialmente nos anos de 2001 e 2002 e diminuindo as altas tarifas cobradas pelo uso da energia elétrica nessas épocas.

Esse novo modelo pautou-se na cisão das empresas atuantes no mercado de energia elétrica em três setores: geração, transmissão e distribuição, ficando vedada a operação das empresas em mais de um dos setores. A partir desse modelo, foi imposta às empresas de distribuição a obrigatoriedade de contratação de energia elétrica suficiente para atender 100% de sua demanda, bem como adotado lastro físico para geração de toda energia elétrica comercializada nos contratos. A fim de negociar tais contratos, foram criados o Ambiente de Contratação Regulada (ACR) e o Ambiente de Contratação Livre (ACL), sendo os consumidores alocados em três classes: cativos, livres convencionais e livres especiais. Os consumidores cativos (com demanda inferior a 500kW) encontram-se atrelados ao ACR, enquanto os livres especiais (demanda entre 500kW e 3000kW) e livres convencionais (demanda superior a 3000kW) podem negociar a compra de energia elétrica em ambos ambientes, estando os livres especiais condicionados à aquisição, no ambiente livre, de energia elétrica de fontes renováveis.

O ACR é responsável, segundo a ANEEL, pela negociação de 72% da energia elétrica consumida no país. As transações são realizadas por meio de leilões para a compra de energia elétrica pelas distribuidoras, o que estimula a concorrência e gera espaço para a entrada de mais empresas no mercado, pressionando os preços médios das tarifas para baixo. Os leilões são divididos em três categorias básicas: energia existente; energia nova e energia de reserva. A principal tarefa dos leilões de energia existente é promover a concorrência entre geradores, enquanto os de energia nova incentivam a instalação de mais projetos de geração de energia elétrica, que possuem a garantia de compra da capacidade gerada em longo prazo. Existe ainda a modalidade de reserva, na qual é efetuada a compra de energia elétrica para uso em períodos de seca, de forma a complementar a geração de energia hidrelétrica.

Para impulsionar o desenvolvimento de fontes de energia sustentáveis e diversificar a matriz energética brasileira, foi criado o Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica (PROINFA). Através desse programa o governo obriga que parte da energia elétrica adquirida nos leilões seja proveniente de fontes eólicas, biomassa e pequenas centrais hidrelétricas, bem como adota tarifas diferenciadas e destina leilões exclusivos à eletricidade proveniente de tais fontes.

Inserido no novo modelo, encontra-se ainda o ACL, no qual os produtores independentes de energia elétrica, autoprodutores e geradores possuem liberdade para negociar diretamente contratos de fornecimento de energia elétrica com os consumidores livres. Esse mercado permite que as indústrias realizem contratos de fornecimento com qualquer unidade geradora conectada ao Sistema Interligado Nacional (SIN), possibilitando a obtenção de tarifas mais módicas e um melhor planejamento energético econômico. O ACL incentiva ainda a geração de eletricidade por parte de indústrias de outros setores, como a sucro-alcooleira, possibilitando a venda direta de tal energia por esse mercado ou então a obtenção de créditos de energia para reduzir os gastos industriais.

Vale observar que o montante de energia elétrica ofertado no ACL foi reduzido em razão da Medida Provisória 579/12, que prorrogou concessões de geração de energia elétrica outorgadas antes de 1995 e obrigou a negociação dessa parcela, que equivale a 20% da energia elétrica comercializada no país, no ACR. A partir dessa medida os geradores, produtores independentes de energia elétrica e autoprodutores que operam no ACL veem-se obrigados a reduzir o custo de geração de energia elétrica em suas plantas, de modo a oferecer preços competitivos com os praticados no ACR após a redução das tarifas imposta pela ANEEL, bem como competir com as novas geradoras e produtores independentes que venham a se integrar a esse ambiente para suprir a lacuna de oferta criada.

Em meio a esse contexto mercadológico da energia elétrica no Brasil, torna-se interessante aos produtores rurais e industriais o investimento na geração de energia elétrica, seja unicamente para subsidiar seus próprios gastos com eletricidade ou também com a finalidade de obter lucro com a venda da energia elétrica excedente a consumidores livres. Com este intuito, são estudadas configurações de plantas alternativas, visando o aproveitamento da biomassa gaseificada em menor escala, redução dos custos de manutenção ou até mesmo a diminuição da complexidade e custos iniciais de plantas tradicionais.

1.2 OBJETIVO

O objetivo deste trabalho é obter uma noção acerca da viabilidade de plantas de geração de energia elétrica menos onerosas do que as termelétricas convencionais. Para tanto é realizado um estudo simplificado da eficiência energética e viabilidade econômica de três configurações alternativas de plantas termelétricas alimentadas por gás de síntese produzido através da gaseificação de biomassa. As três configurações visam atender a diferentes cenários de geração de energia elétrica, os quais são definidos pela potência elétrica instalada e sua finalidade.

O primeiro cenário analisado é o da geração de energia em pequena escala para suprir a demanda de consumidores não interligados ao SIN, situação típica da região norte do país e da zona rural. Para tanto foi proposto o estudo do ciclo de turbina a gás com combustão externa (EFGT) aplicado a micro turbina. Em razão da queima ser realizada externamente à máquina térmica há a possibilidade de

aproveitamento de rejeitos de biomassa, sendo assim uma alternativa ao elevado custo de combustível provocado pelo uso de geradores a diesel.

O segundo cenário estudado é o da geração de energia em indústrias de pequeno e médio porte que possuem atividade primária com alta demanda de energia elétrica e, preferencialmente, disponham de biomassa como resíduo de sua produção; situação tipicamente encontrada no setor sucro-alcooleiro e em madeireiras. Nesse cenário foi estudada a substituição da queima da biomassa em fornalhas pela queima do gás de síntese e consequente extração de energia através de turbinas a vapor, substituição que pode acarretar redução nos custos de operação e manutenção e prolongar a vida útil da usina.

O último cenário refere-se às indústrias de maior porte e parques geradores de eletricidade, nos quais a eficiência da planta é de vital importância para minimizar os custos do processo produtivo e maximizar a competitividade da usina para venda de energia. Para tanto foi estudado um ciclo combinado integrado com gaseificação (IGCC) modificado, o qual reúne em larga escala as alternativas apresentadas nos dois primeiros cenários.

Como alternativa de majorar a eficiência de plantas já existentes é proposto ainda o ciclo Rankine orgânico (ORC). Essa solução utiliza o calor de baixa temperatura, comumente rejeitado na indústria, para geração de energia elétrica, não acarretando custos adicionais com combustível; além de apresentar custos de operação e manutenção extremamente reduzidos.

É necessário reforçar que o objetivo final deste trabalho é fornecer estimativas que possam indicar a viabilidade de aplicação das alternativas estudadas. Assim sendo, destaca-se que é frequentemente necessário realizar simplificações e aproximações, as quais possibilitam um estudo mais amplo em detrimento dos detalhes e particularidades de cada planta, os quais podem ser alvo de análise mais profunda e específica em trabalhos futuros.

2 REVISÃO TEÓRICA

2.1 CICLO RANKINE

O ciclo Rankine é um ciclo termodinâmico de potência a vapor, tendo sido desenvolvido pelo físico e engenheiro escocês William John MacQuorn Rankine como uma versão prática do ciclo teórico proposto por Carnot. Assim como os demais ciclos termodinâmicos de potência, o ciclo Rankine tem por objetivo realizar trabalho admitindo calor de uma fonte quente e rejeitando calor através de uma fonte fria, conforme a 2ª lei da termodinâmica. O ciclo idealizado por Carnot é de extrema importância, pois serve como limite superior de eficiência térmica de qualquer máquina térmica operando entre duas fontes de calor com temperaturas definidas, de acordo com a relação expressa na Eq. (1).

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_f}{T_q} \quad (1)$$

O ciclo formulado por Carnot pode ser pensando como um ciclo de potência a vapor executado dentro da região de saturação do fluido de trabalho, no caso a água. Como pode ser visto na Fig. (1), o ciclo é composto por quatro processos termodinâmicos:

- Fornecimento isotérmico de calor
- Expansão isentrópica gerando potência
- Rejeição isotérmica de calor pela condensação
- Compressão/pressurização isentrópica

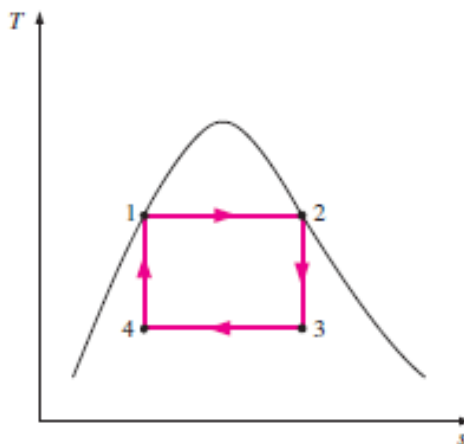


Figura 1 Representação esquemática do ciclo de Carnot. Fonte: Çengel & Boles (2006).

Apesar de apresentar a maior eficiência térmica teoricamente possível, o ciclo de Carnot não pode ser utilizado para a construção de uma máquina térmica real, sendo as principais dificuldades apontadas por Çengel & Boles (2006). Primeiramente, percebe-se que o fornecimento de calor a temperatura constante (processo 1-2) limita-se à transferência de calor durante a mudança de fase do fluido, o que limitaria o processo à temperatura do ponto crítico da água (em torno de 374°C). Caso o fornecimento de calor fosse realizado através da mudança de fase do fluido, o vapor saturado seria utilizado na expansão isentrópica (processo 2-3). Tal hipótese é completamente inviável na prática, pois haveria condensação do fluido durante a sua expansão, gerando corrosão nas pás da turbina. A rejeição de calor isotérmica (processo 3-4) é de fato o único processo viável, uma vez que os trocadores de calor operam tipicamente com a condensação da mistura de vapor d'água. Finalmente, a compressão isentrópica (processo 4-1) de uma mistura bifásica não é tipicamente realizada por compressores disponíveis no mercado, pois os primeiros estágios do compressor seriam submetidos ao desgaste imposto pela fase líquida da mistura às pás do compressor.

Com a finalidade de construir uma máquina térmica que funcionasse de forma semelhante a uma máquina de Carnot, Rankine propôs duas modificações ao ciclo original, desenvolvendo então o que seria o ciclo termodinâmico mais extensamente utilizado para geração de energia elétrica, em grande parte por sua simplicidade de construção. O fornecimento e a rejeição de calor são realizados neste ciclo não mais de forma isotérmica, mas sim a pressão constante, como se pode notar na Fig. (2).

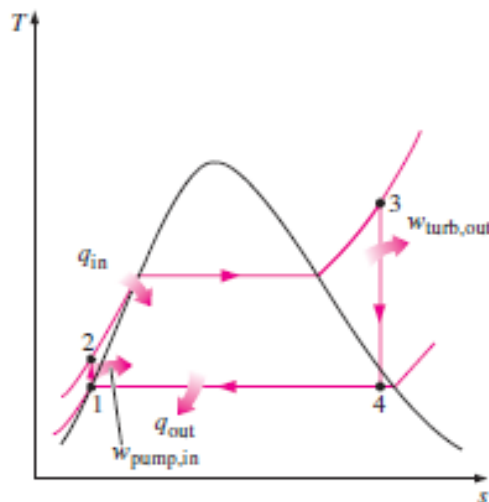


Figura 2 Representação esquemática do ciclo Rankine ideal. Fonte: Çengel & Boles (2006).

No ciclo Rankine ideal a água na fase líquida é pressurizada por uma bomba de forma isentrópica (processo 1-2), sendo então realizado seu aquecimento isobárico (processo 2-3) em uma caldeira até a fase de vapor superaquecido. O vapor é então expandido isentropicamente (processo 3-4) em uma

turbina até a sua saturação. Após, o vapor saturado é condensado isobaricamente (processo 4-1) em um trocador de calor até a condição de líquido saturado, rejeitando assim calor para a fonte fria. O trabalho é gerado no ciclo Rankine pela turbina, sendo a eficiência térmica expressa pela relação da Eq. (2).

$$\eta_{rankine} = \frac{w_{turbina} - w_{bomba}}{q_{in}} \quad (2)$$

Na prática, o ciclo Rankine ideal também não pode ser construído, devido às irreversibilidades presentes nos diversos componentes, tais como atrito e troca de calor a uma diferença finita de temperatura, o que faz com que o ciclo real apresente eficiência inferior à teórica. Em primeiro lugar, é possível identificar que o atrito e as trocas de calor presentes durante a expansão do vapor d'água na turbina fazem com que este não seja um processo isentrópico. Usualmente é quantificado o desempenho da turbina através do trabalho real gerado em comparação com o trabalho que seria gerado a partir de uma expansão isentrópica, conforme a Eq. (3). O desempenho da bomba também é mensurado de forma análoga, porém inversa, conforme a Eq. (4). Ocorrem ainda perdas de pressão durante os processos de fornecimento e rejeição de calor, bem como nas tubulações existentes. De acordo com o tamanho da planta, também se deve levar em conta as perdas relativas às trocas de calor que ocorrem nas tubulações.

$$\eta_{iso,pump} = \frac{w_{pump,iso}}{w_{pump,real}}; \quad (3)$$

$$\eta_{iso,turbine} = \frac{w_{turbine,real}}{w_{turbine,iso}} \quad (4)$$

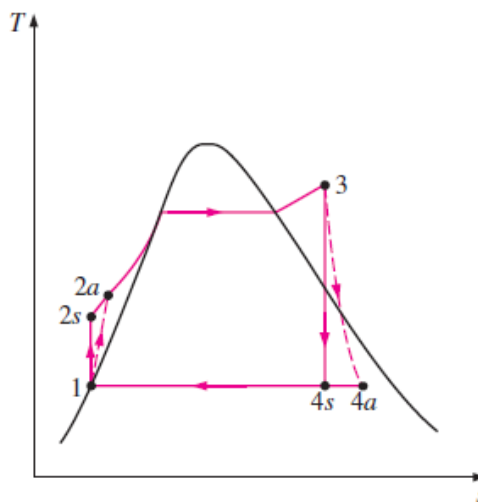


Figura 3 Representação esquemática do ciclo Rankine real. Fonte: Çengel & Boles (2006).

Analisando a Eq. (1) pode-se notar que a variação na temperatura das fontes de calor influencia no rendimento máximo do ciclo termodinâmico, bem como é perceptível pela Fig. (3) que a mudança nos níveis de pressão do ciclo altera a área do gráfico representativa do ciclo, afetando então o trabalho que pode dele ser extraído. São discutidas a seguir algumas das variações desses parâmetros com a finalidade de maximizar o rendimento térmico do ciclo.

Uma das formas mais facilmente notadas para maximizar a eficiência do ciclo consiste no superaquecimento do vapor na caldeira, contribuindo para aumentar a temperatura média na qual o calor é fornecido ao vapor. Há ainda a vantagem de, mantendo o mesmo nível de pressão, reduzir o conteúdo de umidade da mistura que deixa a turbina, o que é favorável para sua durabilidade e desempenho. Todavia, o superaquecimento encontra-se limitado pelas propriedades das ligas de aço empregadas na fabricação dos componentes utilizados nas plantas de geração de energia elétrica. Conforme Bugge & Kjær (2006), as plantas a vapor mais modernas operam com temperaturas pouco superiores a 600 °C, estando em fase final de projeto uma nova planta com temperatura de vapor na casa dos 700 °C, o que somente será possível pelo advento de novas ligas com adição de níquel.

Outra forma possível de elevar a eficiência do ciclo dá-se através do aumento da pressão na caldeira. O aumento de pressão na caldeira também colabora para o aumento da temperatura média na qual o calor é fornecido ao vapor. Todavia, o incremento de pressão possui a desvantagem de aumentar a umidade da mistura na saída da turbina, comprometendo seu funcionamento e durabilidade. Essa situação é contornada através da extração de energia do vapor em múltiplos estágios utilizando reaquecimento intermediário entre esses para diminuir a umidade da mistura de vapor d'água. Atualmente as grandes plantas de geração de energia elétrica operam com pressão supercrítica (acima de 22,06 MPa), havendo previsão de utilização de pressões superiores a 35 MPa para a usina mencionada no parágrafo anterior.

Finalmente, a diminuição da pressão utilizada na unidade de condensação do fluido também contribui para elevar a eficiência do ciclo, pois permite a expansão do vapor na turbina a níveis de entalpia menores, gerando assim mais trabalho. Assim como a elevação da pressão na caldeira, a diminuição da pressão no condensador aumenta a umidade da mistura nos estágios finais da turbina, o que também pode ser solucionado com a expansão em múltiplos estágios acompanhada de reaquecimento. A diminuição na pressão de operação do condensador encontra-se basicamente limitada pela temperatura da fonte fria, a qual determina a pressão de saturação do vapor d'água. Essa situação fica bem clara quando observado o funcionamento de uma torre de resfriamento, equipamento utilizado para rejeição de calor nas plantas a vapor de larga escala (Fig. 4). A água proveniente de um lago ou rio (fonte fria) é bombeada para a torre de resfriamento, onde o vapor proveniente da turbina transfere calor para a água que então evapora.



Figura 4 Torres de resfriamento da usina supercrítica de Belchatow Polônia. Fonte: Alstom

2.2 CICLO RANKINE ORGÂNICO

O Ciclo Rankine Orgânico (ORC) nada mais é do que a denominação geral utilizada para descrever o ciclo obtido a partir da substituição da água no ciclo Rankine a vapor por um fluido de trabalho orgânico, em geral um refrigerante. A primeira patente associada a um ORC foi registrada por Frank W. Ofledt em 1883 que, com o intuito de reduzir os riscos causados pela utilização de altas pressões nos motores a vapor para barcos, os adaptou para funcionarem com uma mistura de hidrocarbonetos leves (nafta). Apesar da aplicação bem sucedida à época, não foram desenvolvidos estudos acerca do ORC prontamente, sendo que os primeiros protótipos de plantas para geração de energia elétrica através dessa tecnologia somente surgiram na segunda metade do século XX.

Até os anos 1970 não havia muito interesse no desenvolvimento de tecnologias mais eficientes para geração de energia elétrica, visto que os preços dos principais combustíveis fósseis utilizados com essa finalidade encontravam-se razoavelmente estáveis desde o começo do século. Com a crise do petróleo o preço do barril experimentou uma enorme e súbita alta, o que acabou por alavancar também os preços do gás natural e do carvão, principal combustível utilizado para geração de energia elétrica no mundo. Foi também nessa mesma década que começaram a ser divulgados estudos mais profundos acerca dos impactos ambientais causados pela queima de combustíveis fósseis. Nesse sentido, vale mencionar a primeira conferência da ONU sobre o meio ambiente, realizada em 1972 em Estocolmo, Suécia. Em decorrência desses fatores houve aumento significativo nos investimentos em pesquisas por fontes alternativas de energia, bem como por sistemas mais eficientes, o que acabou por trazer o ORC à tona novamente.

Apesar do crescente interesse pelo ORC, o emprego de fluidos orgânicos em plantas de geração de energia elétrica não é encarado como método de substituição à utilização da água no tradicional ciclo a vapor. Os fluidos orgânicos mais empregados possuem temperaturas críticas tipicamente inferiores à da água (salvo raras exceções como o R-20B3), o que se encontra intimamente relacionado ao baixo rendimento fornecido por um ORC ao operar sob os mesmos níveis de temperatura e pressão dos ciclos a vapor atuais. O uso do ORC encontra-se então limitado a níveis de temperatura e pressão mais reduzidos, tornando-o ideal quando associado a fontes de energia renováveis e ao aproveitamento de energia a partir de calor rejeitado.

O emprego do ORC é possível em uma vasta gama de aplicações, apesar de sua viabilidade estar intimamente relacionada com a localidade na qual cada aplicação é desenvolvida, conforme exposto por Tchanke et al. (2011). As plantas binárias de energia geotermal utilizam o calor proveniente do fluido expelido da terra para aquecer o fluido de trabalho através de trocadores de calor e então gerar potência a partir de um ciclo Rankine. A utilização de fluidos orgânicos nessas plantas possibilitou o aproveitamento de fontes geotermiais de temperaturas inferiores de 150° C em localidades como Nevada, EUA, Altheim, Áustria e Otake, Japão, o que seria economicamente inviável através do ciclo a vapor. Sistemas de geração de energia elétrica por captação solar também foram construídos com sucesso utilizando ORC, como a planta modular montada no estado do Arizona, EUA, com capacidade de geração atual de 1 MW e de 30 MW esperados para 2015.

A escolha da água como fluido de trabalho no ciclo Rankine pode ser inicialmente justificada por sua abundância. Além disso, suas propriedades físico-químicas favorecem seu emprego quando há necessidade de trabalho com temperatura e/ou pressões elevadas. Segundo Wali (1980), as principais características favoráveis da água para um bom desempenho prático do ciclo são:

- Estabilidade química: elimina o risco de decomposição do fluido durante o ciclo;
- Alta capacidade calorífica: maximiza o transporte de energia por unidade de massa;
- Baixa viscosidade: reduz o trabalho de pressurização da bomba;
- Não toxicidade e flamabilidade: reduz os riscos em caso de acidentes na planta.

Apesar de possuir propriedades extremamente vantajosas, segundo o mesmo autor a água apresenta também vários problemas que dificultam sua utilização no ciclo Rankine. Dentre eles, pode-se destacar o risco de erosão nas pás da turbina, a necessidade de trabalho com pressões elevadas e até supercríticas para obtenção de rendimentos mais elevados e de superaquecimento para evitar condensação durante a expansão. Tais problemas levam à necessidade de investimento em materiais mais resistentes e turbinas mais complexas, elevando o investimento da planta.

A partir das características supramencionadas, pode-se concluir que o ciclo Rankine a vapor é mais bem aproveitado em plantas de geração de energia elétrica de médio e grande porte, principalmente termelétricas movidas a carvão e gás natural e usinas nucleares, nas quais altas temperaturas são

facilmente alcançadas e há necessidade de um fluido que transporte grande quantidade de calor por unidade de massa. No entanto, quando não há disponibilidade de fontes de calor de alta temperatura e/ou deseja-se uma construção mais barata para geração em escalas menores, a água não mais se mostra a escolha adequada como fluido de trabalho.

Através da mudança do fluido de trabalho é possível trabalhar com fontes de energia de menor qualidade, aproveitando energia que seria descartada para o ambiente, como no caso do calor rejeitado em grandes indústrias, e também energia de fontes alternativas, como a queima de lixo ou de biomassa com alta umidade. Como mencionado por Chen et al. (2010), os fluidos podem ser classificados de acordo com o seu comportamento em uma expansão isentrópica. Para realizar essa classificação é utilizada a inclinação ds/dT da curva de vapor saturado do fluido no diagrama $T \times s$, conforme ilustrado nas Fig. (5a) a (5c).

Fluidos com inclinação negativa, como a água (Fig. 5a), tendem a produzir uma mistura úmida quando há expansão isentrópica do vapor saturado, sendo classificados como úmidos. Ao contrário, fluidos com inclinação positiva, como o HFE7000 (Fig. 5b), tipicamente não experimentam mudança de fase quando há expansão isentrópica do vapor saturado ou superaquecido. Por último, fluidos isentrópicos, como o R11 (Fig. 5c), mantêm-se saturados quando há expansão isentrópica do vapor nesse estado.

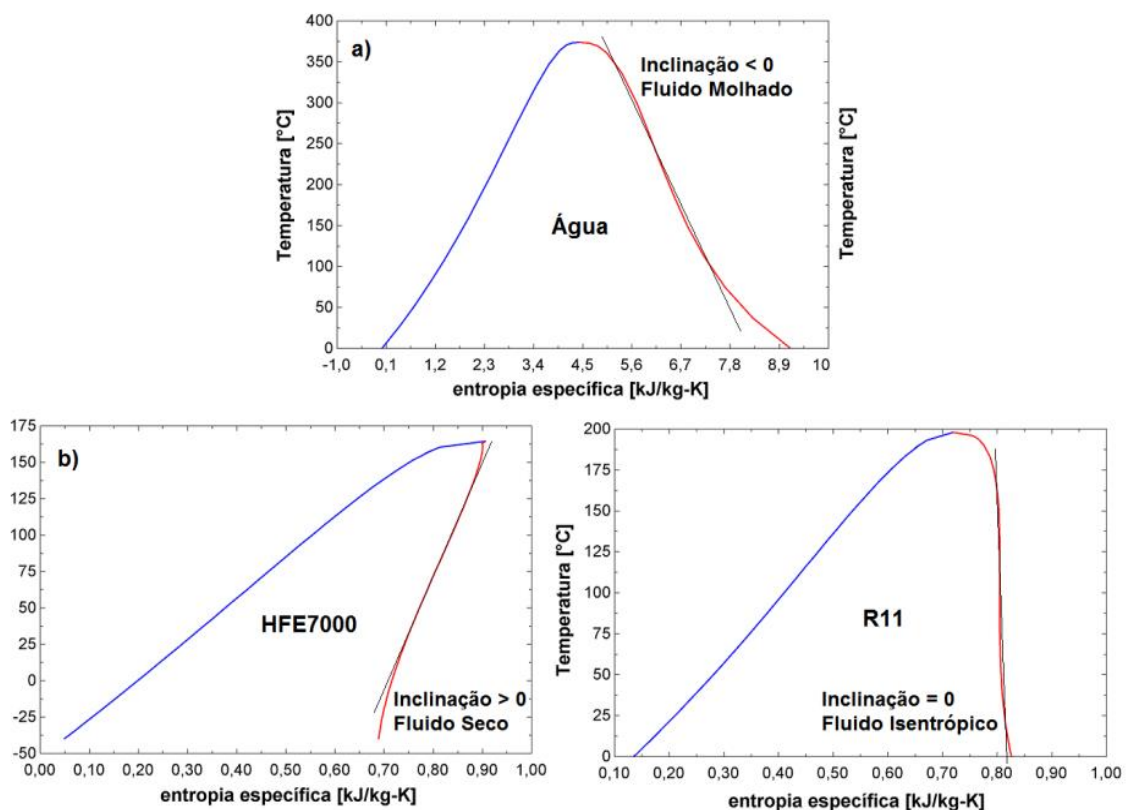


Figura 5 Classificação de fluidos de acordo com a inclinação da curva de vapor saturado.

Como já discutido na análise do ciclo Rankine a vapor, a expansão de fluidos molhados entrega uma mistura bifásica úmida como resultado da expansão, o que prejudica o desempenho e durabilidade da turbina. Ao utilizar fluidos secos ou isentrópicos, um ciclo ORC evita tal problema, sendo possível o uso de turbinas mais baratas. Outra vantagem evidente é evitar o custo associado ao uso de turbinas de múltiplos estágios para entregar misturas com baixa umidade, como é prática usual nos ciclos a vapor.

Outra característica interessante do ciclo Rankine orgânico é a possibilidade de utilização de máquinas projetadas para operação em ciclos de refrigeração. Ao utilizar fluidos secos ou isentrópicos, como já exposto, um compressor de refrigeração pode ser aplicado no ORC para funcionar de forma reversa, gerando trabalho através da expansão do fluido. A operação de um ORC pode então ser encarada como alternativa para utilizar compressores de refrigeração antigos, os quais usualmente são descartados em razão de operações de “*retrofit*” nas instalações de refrigeração. Dessa forma é possível criar uma alternativa de geração de energia elétrica com baixo investimento inicial e evitar o descarte do compressor. Para exemplificar esse tipo de aplicação é possível citar os trabalhos de Quoilin (2011) e Daminabo (2009), os quais construíram bancadas experimentais com compressor espiral e de palhetas, respectivamente. Ambas as bancadas são de pequena escala, com potência aproximada de 2kW.

Há uma enorme variedade de trabalhos direcionados à seleção de fluidos orgânicos para a operação de ciclo Rankine, os quais demonstram que tal escolha encontra-se intimamente relacionada com a fonte de calor disponível. Tchanche et al. (2011) listam, dentre outras, as seguintes características desejáveis em um fluido de trabalho para o ciclo Rankine: seco ou isentrópico; elevado calor latente de vaporização; alta densidade; elevado calor específico; boa compatibilidade com materiais (não corrosivo); estabilidade química; características de segurança (não toxicidade e não inflamabilidade); boa disponibilidade e baixo preço. Os autores comumente apontam em seus trabalhos os fluidos mais indicados para uma aplicação específica estudada. Chen et al. (2010), por exemplo, elencam os fluidos R134a, isobutano, R245fa, R123, PF5050, HFE700, n-pentano e HFE7100 como os mais apropriados para micro sistemas de geração combinada de calor e potência (micro-CHP). Tchanche et al. (2011) revisam diversos trabalhos de forma a resumir os fluidos testados em cada aplicação, conforme as Tab. (1) e (2). É importante notar que algumas aplicações estudadas foram desenvolvidas nas décadas de 70 e 80, utilizando fluidos refrigerantes (R11 e R113) que tiveram seu uso banido por protocolos internacionais, como o Protocolo de Montreal.

Tabela 1 Fluidos indicados para uso no ORC de acordo com aplicação. Fonte: Adaptado de Tchanke et al. (2011).

Aplicação	Fluido(s) de trabalho
Sistema modular de energia solar	n-Pentano; R113; R1234 e R134a

Planta de potência por reservatório solar	R134a e Propano
Sistema de dessalinização por osmose reversa	R11; R114; R113 e R134a
Sistema de resfriamento por absorção solar	R113
Sistema de conversão de energia térmica oceânica	Propano e R134a
Recuperação de calor rejeitado	Dependente da temperatura (Tabela 2)
Plantas movidas a biomassa	Octametiltrisiloxanos e Alquilbenzenos

Tabela 2 Fluidos indicados para uso no ORC de acordo com a temperatura da fonte de calor. Fonte: Adaptado de Tchanke et al. (2011).

Baixa Temp. (<150 °C)	Média Temp. (150-250 °C)	Alta Temp. (>250 °C)
R32	RE347	n-Heptano
Propano	HFE 7000	Ciclohexano
R134a	Novec649	Benzeno
R245	SES36	Octametiltrisiloxano
R152a	R123	n-Octano
Amônia	HFE7100	Tolueno
i-Butano	Hexano	Decametiltetrasiloxano
R236ea	n-Pentano	R-30B2
n-Butano	Etanol	N-Butilbenzeno
R245fa	Hexametildisiloxano	R-20B3

Quanto à disponibilidade comercial do ORC, é importante notar a existência de diversos fabricantes, como: Ormat, GMK, Infinity Turbines, Calnetix. A maior empresa dedicada ao projeto e venda de sistemas ORC é a italiana Turboden, com mais de 30 anos de experiência e que em 2009 foi adquirida pelo grupo Pratt & Whitney, sendo em 2013 incorporada à divisão de indústria pesada da Mitsubishi. A planta ORC é tipicamente comercializada em formato modular e opera de forma completamente “fechada”, dispensando grandes preocupações com manutenção. A Figura (6) apresenta um módulo ORC completo sendo transportado.



Figura 6 Módulo ORC. Fonte: Turboden.

2.3 CICLO BRAYTON

O ciclo Brayton é um ciclo de potência a gás e possui seu nome associado ao engenheiro americano George Brayton, que desenvolveu em 1870 um motor alternativo baseado nesse ciclo. Todavia, o ciclo termodinâmico já havia sido proposto pelo inglês John Barber, o qual registrou em 1971 a patente de uma turbina a gás que funcionaria segundo esse ciclo. Atualmente tal ciclo é utilizado na modalidade aberta (com rejeição e admissão permanente de gases) para produzir potência em turbinas, as quais são empregadas em diversas aplicações, desde carros de competição a aviões e navios, como também para geração de energia elétrica (prioritariamente a partir de gás natural).

Como pode ser visualizado na Fig.(7) o ciclo Brayton é composto por 4 processos termodinâmicos:

- Fornecimento de calor a pressão constante;
- Expansão isentrópica gerando trabalho;
- Rejeição de calor a pressão constante;
- Compressão isentrópica.

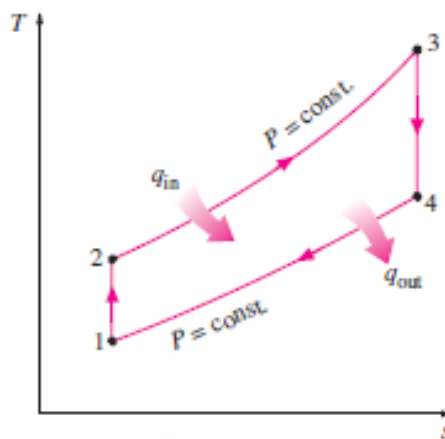


Figura 7 Representação esquemática do ciclo Brayton. Fonte: Çengel & Boles (2006).

Obviamente os processos de compressão e expansão não podem ser realizados de maneira isentrópica em um ciclo real devido às irreversibilidades decorrentes da turbina e do compressor, como já explicado anteriormente para o caso da turbina e da bomba no ciclo Rankine. É necessário também observar que uma turbina a gás opera segundo um ciclo aberto, no qual o gás é rejeitado após sua expansão e admitido ar fresco a temperatura e pressão ambientes.

As turbinas a gás são máquinas rotativas de fluxo na qual potência é gerada a partir da queima de uma mistura gasosa de combustível e ar. O ciclo inicia-se pela admissão de ar do ambiente, o qual é comprimido por um compressor e entregue à câmara de combustão, na qual o combustível é injetado e queimado para fornecer calor à mistura gasosa de ar e combustível. A mistura então se expande através da turbina, que é responsável por manter o compressor em funcionamento e fornecer potência para a aplicação desejada, rejeitando os gases resultantes para o ambiente. Diferentemente do que ocorre no ciclo Rankine, o trabalho necessário para a compressão do fluido de trabalho representa grande parcela do trabalho fornecido pela turbina. Tal diferença deve-se ao fato do ciclo Rankine trabalhar com a pressurização do fluido na fase líquida, enquanto no ciclo Brayton o fluido de trabalho encontra-se na fase gasosa, sendo altamente compressível.

A eficiência térmica do ciclo Brayton ideal pode ser expressa em função da razão de pressão e da razão dos calores específicos do fluido de trabalho, conforme demonstrado por Çengel & Boles (2006) na Eq. (5). A maximização da eficiência desse ciclo encontra-se intimamente ligada ao aumento da razão de pressão, que ocasiona a elevação da temperatura na qual a mistura de ar e produtos da combustão é admitida na turbina. Seria possível, portanto, aumentar a eficiência do ciclo a partir da majoração da razão de pressão, o que é limitado pelas tecnologias de materiais e de resfriamento. O limite de temperatura de admissão dos gases nas turbinas dedicadas a geração de energia elétrica encontra-se na vizinhança dos 1.600°C, valor suportado pela turbina M501J, fabricada pela Mitsubishi em 2012.

$$\eta_{Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad (5)$$

Para melhorar a eficiência térmica do ciclo sem necessariamente alterar os limites de temperatura disponíveis, faz-se necessário utilizar a regeneração de energia, que consiste em aproveitar o calor dos gases de escape através de um trocador de calor para pré-aquecer a mistura comprimida. A regeneração, associada à compressão em múltiplos estágios com resfriamento intermediário e a expansão e múltiplos estágios com queimas intermediárias são utilizadas em conjunto de forma a maximizar a eficiência térmica do ciclo Brayton. A título de exemplificação a turbina M501J previamente mencionada opera com 15 estágios de compressão e uma razão de pressão igual a 23 (Hada et al. 2012).

Turbinas a gás possuem características que as tornam interessantes para a geração de energia elétrica, tais como rápida partida a frio, alta eficiência térmica e disponibilidade em ampla faixa de potência, desde micro turbinas de 50kW até a gigantesca turbina Siemens SGT5-8000H de 340 MW (Fig. 8). No entanto, apresentam elevada restrição quanto à fonte de combustível para seu correto funcionamento. Gás natural é predominantemente utilizado na área de geração de energia elétrica, enquanto a querosene é empregada na propulsão de turbinas aeronáuticas. Tanto o ar como o combustível utilizados nas turbinas devem atender a padrões de limpeza, evitando principalmente a contaminação por enxofre, sódio e potássio, os quais levam ao desgaste das pás da turbina através dos mecanismos de corrosão em alta temperatura (Bordenet, 2004).



Figura 8 Turbina a gás de múltiplos estágios SGT5-8000H. Fonte: Siemens.

A utilização de outros combustíveis para alimentação de turbinas a gás esbarra na necessidade de limpeza prévia do gás que, quando possível, é extremamente custoso. No caso de utilização de biomassa gaseificada, por exemplo, o gás produzido pelo gaseificador contém particulados e teores de alcatrão usualmente inaceitáveis para combustão em turbinas, sendo imperativo um complexo processo de limpeza do gás. Este processo de tratamento do gás envolve o uso de separadores, filtros e a contaminação de água utilizada no tratamento do gás, tornando-se um processo indesejável. A solução para evitar tanto a limpeza do gás como a degradação da turbina reside no uso do ciclo EFGT (*Externally Fired Gas Turbine* – Turbina a Gás com Combustão Externa), no qual o fornecimento de calor é realizado de forma externa à turbina, sendo possível utilizar ar puro no ciclo.

No ciclo de turbina a gás com combustão externa o único fluido de trabalho é o ar, que é aquecido através de um trocador de calor e não mais de forma direta pela queima do combustível na câmara da turbina. Tal modificação permite utilizar qualquer fonte combustível para realizar o aquecimento do ar sem a necessidade de preocupação com particulados ou contaminantes. A grande desvantagem do ciclo com combustão externa reside na sua menor eficiência, devida às perdas geradas pelas trocas de calor indiretas. Deve-se levar ainda em consideração o custo do trocador de calor, o qual é geralmente construído em materiais cerâmicos para resistir às altas temperaturas. Todavia, essas deficiências podem ser contornadas pela utilização de combustíveis mais baratos na queima externa e pela redução do investimento na compra da turbina, que não necessita de revestimentos caros contra a corrosão, e na sua manutenção.

2.4 CICLO COMBINADO E IGCC

A eficiência térmica dos ciclos Brayton e Rankine esbarra em limites teóricos impostos pela 2ª Lei da Termodinâmica devido às temperaturas de operação dos ciclos. Há ainda limitações de ordem prática que são cotidianamente superadas através da descoberta e melhoria de ligas metálicas e revestimentos anticorrosivos empregados na fabricação de caldeiras e turbinas, bem como desenvolvimento dos demais componentes utilizados em ambos os ciclos.

Estando a temperatura inferior de trabalho de um ciclo de potência limitada pelo ambiente e a superior pela tecnologia de materiais, é necessário encontrar alternativas para maximizar a eficiência do ciclo. A solução adotada com maior frequência é o aproveitamento da energia rejeitada por um ciclo. Assim como em motores a combustão interna a energia cinética dos gases de escape pode ser utilizada para gerar trabalho sem gasto adicional de combustível, é possível aproveitar a energia de calor sensível dos gases de exaustão de uma turbina a gás para gerar trabalho em um ciclo de menor temperatura.

O ciclo combinado no qual essa energia é aproveitada para realizar o aquecimento do vapor d'água de um ciclo Rankine é denominado NGCC (*Natural Gas Combined Cycle* - Ciclo Combinado a Gás

Natural). Através de seu uso é possível obter eficiência térmica superior à de qualquer um dos ciclos executados separadamente, tornando plausível a operação de uma planta de potência com eficiência superior a 60%, como demonstrando pela Siemens em 2011 com a utilização das turbinas a gás da série SGT-8000H combinadas com ciclo a vapor na planta comercial Irsching 4 (Fig. 9) na região da Bavária, Alemanha, operada pela empresa E-ON.



Figura 9 Planta Siemens Irsching 4. Fonte: Maagh & Fischer (2011).

O IGCC (*Integrated Gasification Combined Cycle* – Ciclo Combinado Integrado com Gaseificação) opera segundo o mesmo princípio de um ciclo combinado convencional, sendo diferenciado pelo combustível utilizado. Enquanto em usinas tradicionais o gás natural abastece as turbinas do ciclo Brayton, uma planta IGCC produz o seu próprio combustível para as turbinas do ciclo Brayton através da gaseificação de insumos sólidos, como é explicado em mais detalhes no capítulo subsequente.

As turbinas empregadas em plantas IGCC não diferem significativamente de turbinas utilizadas em usinas a gás natural, sendo necessário que o gás produzido por essas plantas (gás de síntese) apresente propriedades de queima semelhantes ao gás natural. Para tanto, o processo de gaseificação permite a obtenção de gás de síntese com alto poder calorífico (superior ao gás natural) através da oxidação parcial dos combustíveis sólidos na presença de oxigênio de alta pureza. Esse oxigênio utilizado no processo de gaseificação também é “fabricado” na própria planta através da unidade de separação de ar, a qual demanda quantidades massivas de energia elétrica.

Apenas a obtenção de gás combustível com alto poder calorífico não é suficiente para permitir sua utilização em turbinas a gás, visto que é demasiadamente denso e “sujo”. A tentativa de queimar esse gás em uma turbina convencional ocasionaria danos irreversíveis à turbina em razão da formação de

depósitos e ocorrência de corrosão, além de entupimentos nos queimadores. O gás é então tratado, sendo removidos os alcatrões, particulados e demais substâncias contaminantes. Esse processo acarreta em diminuição do poder calorífico do gás original, porém entrega um gás limpo, pronto para ser queimado no interior de uma máquina de combustão interna.

Diferentemente de uma planta ciclo combinado convencional, a planta IGCC não depende do fornecimento de gás natural canalizado, o que reduz os custos com combustível e torna nula sua dependência do referido recurso. Em relação a uma planta a vapor, que teoricamente pode utilizar qualquer combustível, a planta IGCC possui a vantagem de apresentar eficiência térmica maior, já que opera segundo um ciclo combinado, aproveitando o rendimento elevado de turbinas a gás e o calor rejeitado para o ciclo a vapor. Plantas a vapor movidas a combustíveis fósseis também são altamente poluentes, enquanto usinas IGCC mitigam suas emissões através do tratamento do gás e, em alguns casos, do sequestro de CO₂ durante o processo de gaseificação.

Grandes plantas IGCC encontram-se atualmente em operação nos Estados Unidos, Europa e Japão, utilizando em sua maioria combustível de origem fóssil, como o carvão mineral e os resíduos gerados no refino do petróleo. Na Tabela (3) são apresentadas algumas dessas plantas, sendo possível notar a abrangência de uma ampla faixa de potência.

Tabela 3 Plantas IGCC em operação. Fonte: Adaptado de Hoffmann (2010).

Planta	País	Combustível	Potência (MW)
El Dorado Gasification	Estados Unidos	Coque de petróleo	35
Tampa Electric	Estados Unidos	Carvão mineral	300
Wabash River	Estados Unidos	Carvão e Coque	260
Vresova IGCC Plant	República Tcheca	Carvão mineral	350
Thermoselece Vresova	República Tcheca	Carvão mineral	60
Pernis Shell IGCCHydrogen	Holanda	Resíduos de visco redução	110
ISAB Energy IGCC Project	Itália	Asfalto	510
SARLUX IGCC Project	Itália	Resíduos de visco redução	550
Sulcis IGCC Project	Itália	Carvão mineral	520
AGIP Raffinazione S.p.A.	Itália	Resíduos de refino	250
Puertollano Elcogas	Espanha	Carvão mineral	300
Negishi IGCC	Japão	Asfalto	340
Tianjing	China	Carvão mineral	250

O principal revés das plantas IGCC reside no elevado investimento inicial. A necessidade de uma planta de separação de ar para produção de oxigênio, o alto custo dos equipamentos empregados na gaseificação do combustível e na limpeza do gás podem ser apontados como os grandes responsáveis por tornar o custo do investimento superior às demais configurações de termelétricas.

Todavia, as plantas IGCC mostram-se economicamente viáveis em determinados cenários, podendo ser economicamente superiores a plantas NGCC e supercríticas a vapor. Em relação às primeiras, deve-se ter um cenário no qual o custo do gás natural seja elevado, compensando o maior investimento inicial para economizar através do uso de combustíveis mais baratos como o carvão mineral ou até mesmo resíduos. Quanto às últimas, os custos de manutenção e a disponibilidade podem contribuir para a escolha por uma planta IGCC, a qual pode operar ininterruptamente por longos períodos sem a necessidade de intervenção preventiva.

2.5 GASEIFICAÇÃO

O processo de gaseificação é conhecido, ao menos, desde o século XVIII, datando de 1788 a primeira patente relacionada a esse assunto, garantida a Robert Gardner. A gaseificação pode ser explicada como a conversão termoquímica de materiais sólidos ou líquidos de origem orgânica em um produto gasoso genericamente denominado gás de síntese. Esse gás é, em geral, constituído por metano, dióxido de carbono, monóxido de carbono, hidrogênio, água, alcatrões e outros hidrocarbonetos e particulados, sendo que a composição do gás encontra-se interligada ao processo utilizado para sua obtenção.

A gaseificação é caracterizada pela decomposição química da matéria orgânica em um ambiente pobre em oxidante, dando-se o nome genérico de biomassa à maioria dos empregados para tal fim. O oxidante utilizado no processo influencia diretamente o poder calorífico do gás de síntese, sendo comum o uso de ar, vapor d'água, dióxido de carbono ou oxigênio puro. A natureza dos materiais utilizados para a gaseificação também se encontra associada ao poder calorífico do gás de síntese produzido, o qual se situa em uma ampla faixa de valores compreendidos tipicamente entre 3 a 40 MJ/m³ (Sordi et al. 2006). Os principais materiais orgânicos utilizados para gaseificação são:

- Madeira;
- Cascas de grãos;
- Bagaço de cana;
- Capim;
- Palha;
- Óleos;

- Resíduos de lixo;
- Carvão vegetal.

O processo de gaseificação desenvolve-se em etapas, motivo pelo qual é possível identificar nos gaseificadores zonas razoavelmente bem definidas onde ocorrem determinadas reações químicas. As etapas mais bem identificadas são tipicamente:

- Secagem;
- Pirólise;
- Redução;
- Oxidação ou Combustão.

Primeiramente ocorre a secagem da biomassa, na qual o excesso de umidade é removido através da evaporação, liberando moléculas de água. Após, inicia-se a decomposição térmica da matéria, etapa chamada de pirólise e durante a qual os carboidratos (principalmente ligninas e celulosas) são decompostos. A pirólise ocorre na faixa de temperatura de 280 a 450° C, sendo que os alcatrões são formados a temperaturas mais altas (350 – 430 °C), ocorrendo ao final dessa etapa. Os principais produtos encontrados ao final da pirólise são gases não condensáveis (CO, CO₂, H₂, CH₄ e O₂), alcatrões e a biomassa quimicamente alterada.

Dependendo da construção do gaseificador, inicia-se a etapa de redução ou então a de oxidação. A oxidação é composta por reações exotérmicas que combinam as moléculas de gás oxigênio com as de carbono, resultando na formação de mais dióxido e monóxido de carbono. Parte dos produtos da pirólise, como gás hidrogênio e metano, são também consumidos na etapa de oxidação.

A redução por sua vez é composta por reações endotérmicas que utilizam os produtos das demais fases para formar moléculas de hidrogênio, metano e outros hidrocarbonetos, além de mais dióxido e monóxido de carbono. É ainda nessa fase que os alcatrões podem ser craqueados, dependendo da construção do gaseificador e da temperatura envolvida no processo. Ao final dessa etapa está concluída a gaseificação, que produz gases combustíveis a altas temperaturas (superiores a 300 °C).

Para iniciar o procedimento, o material a ser gaseificado é confinado em uma atmosfera controlada na qual uma pequena parte é queimada, fornecendo o calor necessário às reações químicas subsequentes. Quando a temperatura ideal é atingida, o suprimento de ar é restrito, interrompendo a oxidação e dando início às demais reações químicas descritas anteriormente. O resultado é a liberação do gás combustível genericamente denominado gás de síntese, acompanhado de particulados, alcatrões e óxidos de carbono.

Quando o uso do gás de síntese é direcionado a motores a combustão interna e turbinas, é necessário realizar o tratamento do gás, que envolve o craqueamento dos alcatrões, limpeza do gás e seu resfriamento. A limpeza do gás é realizada através de complexos processos que envolvem o uso de

água e filtros de múltiplos estágios, objetivando a remoção de alcatrões e particulados. Tal limpeza também importa em consumo energético e diminui o poder calorífico do gás resultante, mas é primordial para evitar deposições nos equipamentos, o que pode acarretar em danos e perda de rendimento. De modo a aumentar a eficiência volumétrica, térmica e também prevenir estragos aos sistemas de admissão o gás precisa ser resfriado, o que é comumente realizado através da troca de calor com o ar ambiente, disponível em abundância.

3 GASEIFICAÇÃO E PLANTAS A BIOMASSA

3.1 TECNOLOGIAS DE GASEIFICAÇÃO

Os gaseificadores são os equipamentos utilizados para a conversão de combustível sólido ou líquido em gás combustível. Em todos os gaseificadores, desde os experimentais e caseiros até os comerciais, podem ser identificadas algumas partes essenciais, como a entrada de combustível, a saída de gás e o leito.

Esses equipamentos podem ser classificados de acordo com o poder calorífico do gás produzido, o tipo de agente gaseificador, a pressão de trabalho e a direção do movimento relativo entre o agente gaseificador e a biomassa, sendo esta a mais utilizada e importante para caracterização da tecnologia envolvida no processo. Quanto ao poder calorífico do gás produzido (gás de síntese), os gaseificadores são classificados em três categorias:

- Baixo poder calorífico: até 5 MJ/m³;
- Médio poder calorífico: de 5 a 10 MJ/m³;
- Alto poder calorífico: 10 a 40 MJ/m³.

O poder calorífico do gás de síntese encontra-se diretamente ligado ao agente gaseificador (oxidante), sendo o ar o mais comum. Em face da concentração de oxigênio reduzida, gás com baixo poder calorífico é gerado a partir do ar. Para enriquecer o gás de síntese são utilizados vapor d'água e oxigênio puro e misturas desses oxidantes para gaseificação. O vapor d'água é misturado ao ar em diferentes proporções, permitindo a obtenção de gases com poderes caloríficos distintos. O oxigênio puro é utilizado (geralmente em reatores de leito embarcado) para a produção de gás com alto poder calorífico, porém dificilmente é empregado devido ao seu alto custo. Em relação à pressão de trabalho, os gaseificadores podem ser de baixa pressão, operando à pressão atmosférica, ou pressurizados, trabalhando com pressões de até 4 MPa.

Em relação ao funcionamento e construção, os gaseificadores são classificados de acordo com a direção de alimentação do combustível e do ar e o leito utilizado. Os gaseificadores mais simples são os de leito fixo, que admitem o fornecimento de partículas sólidas em uma faixa relativamente ampla, sendo depositadas sobre uma grelha fixa. Já nos de leito fluidizado, o combustível deve ser fornecido em partículas mais finas, que são mantidas em suspensão sobre um leito de partículas inertes (geralmente areia, cinzas ou alumina) fluidizadas por um fluxo de ar, o que garante melhores condições para a transferência de calor.

3.1.1 Leito Fixo

Quanto aos gaseificadores de leito fixo, podem ser classificados de acordo com o fluxo de combustível em contracorrentes e concorrentes. Nos equipamentos do tipo contracorrente, a alimentação de matéria orgânica se dá em direção oposta à do fornecimento do ar. Usualmente o material é introduzido pela porção superior do equipamento, se depositando em direção à grelha pela ação da gravidade, enquanto o ar é fornecido abaixo da grelha, realizando uma trajetória ascendente.

Nos gaseificadores concorrentes o combustível continua a ser fornecido de forma descendente, porém o ar é introduzido no equipamento pelas laterais em um fluxo descendente, coincidindo com o sentido de alimentação do combustível. Existem ainda os gaseificadores de fluxo cruzado, nos quais o gás formado pelos produtos é retirado na mesma altura de fornecimento do ar. Apesar de importantes, os gaseificadores de fluxo cruzado não serão abordados, pois a alimentação deve estar restrita a combustíveis secos e limpos como o carvão vegetal, o que não é de interesse do presente trabalho. Os gaseificadores a plasma também não serão discutidos, pois consomem muita energia para o seu funcionamento e a tecnologia envolvida ainda não se encontram plenamente desenvolvida.

3.1.2 Contracorrente

Dentre os tipos apresentados, o gaseificador contracorrente é o de construção mais simplificada, pois necessita (em sua forma mais primária) apenas de uma grelha, um orifício próximo à base para alimentação de ar, um próximo ao topo para alimentação de combustível e outro também próximo ao topo para saída dos gases. Apresenta ainda a vantagem de possuir alta eficiência térmica, proporcionada pelo aquecimento do combustível através dos gases que possuem sua temperatura elevada na zona de combustão formada logo acima da grelha. Todavia, os gaseificadores contracorrente produzem gases extremamente sujos, visto que os alcatrões formados na zona de pirólise não são craqueados na zona de combustão, pois os gases possuem fluxo ascendente, o que evita a passagem por esta zona. A Figura (10) apresenta um esquema das zonas de formação do gás em um gaseificador contracorrente.

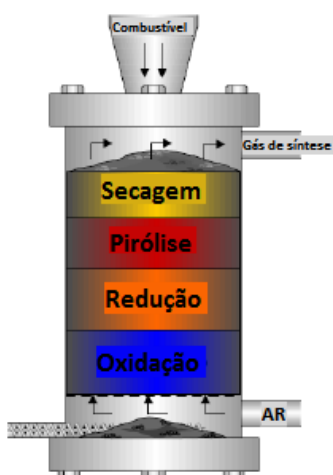


Figura 10 Representação esquemática de um gaseificador contracorrente.

3.1.3 Concorrente

Os gaseificadores concorrentes são os que possuem o uso mais difundido, pois possibilitam a obtenção de gases combustíveis com baixo teor de alcatrão, reduzindo o trabalho de limpeza do gás e evitando a formação de depósitos particulados na máquina térmica alimentada pelo gás. Como o fluxo de ar é descendente e coincide com o do combustível, os alcatrões formados na zona de pirólise são obrigados a passar pela zona de combustão, onde ocorre o seu craqueamento. A zona de combustão é tipicamente estrangulada, de forma a garantir a distribuição mais uniforme das altas temperaturas nela encontradas, o que facilita a decomposição dos alcatrões (Fig. 11). Pesa contra esse tipo de gaseificador a menor eficiência térmica, a mistura de cinzas e fuligem com os gases produzidos e a alta temperatura dos gases de saída, que necessitam de resfriamento para serem aproveitados.

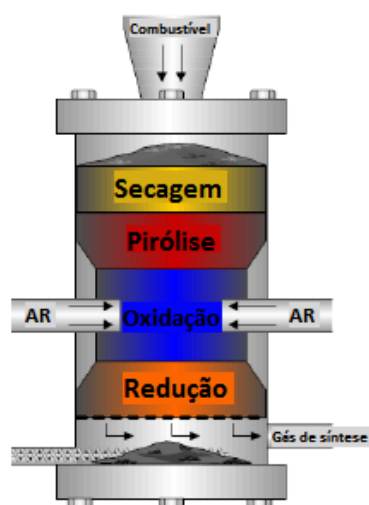


Figura 11 Representação esquemática de um gaseificador concorrente.

3.1.4 Leito Fluidizado

A tecnologia de leito fluidizado procura aliar a alta eficiência térmica dos gaseificadores contracorrente à produção de gás relativamente limpo pelos de fluxo concorrente. São equipamentos de complexidade e custo superiores aos demais, mas que oferecem a possibilidade de gaseificação de materiais com maior teor de umidade, maior variação granulométrica e menor densidade, sendo ideais para a produção de gás através de cascas de plantações, como a casca de arroz, ou de gramíneas, como o capim elefante. Para o controle da quantidade e qualidade do gás produzido, não é suficiente regular de forma precisa apenas a vazão de ar no equipamento, mas também a vazão de combustível sólido, tornando necessária a utilização de um sistema mais complexo de alimentação do combustível.

3.1.5 Leito Fluidizado Borbulhante e Circulante

Em um gaseificador de leito fluidizado não é possível identificar zonas claramente definidas de ocorrência das reações químicas como acontece nos reatores de leito fixo. De acordo com a velocidade

de injeção do oxidante o gaseificador pode ser classificado como de leito borbulhante (cerca de 2 – 3 m/s) ou circulante (tipicamente acima de 6 m/s). Nos de leito borbulhante a velocidade de injeção do oxidante é mais reduzida, havendo o desprendimento do gás de síntese no formato de bolhas, que acabam por arrastar material particulado com o gás de síntese desprendido (Fig. 12). Já nos gaseificadores de leito circulante o oxidante é injetado a velocidades mais elevadas, formando uma suspensão de materiais que são circulados através do gaseificador. O gás de síntese formado é consideravelmente mais limpo, pois o material particulado é recirculado no gaseificador.

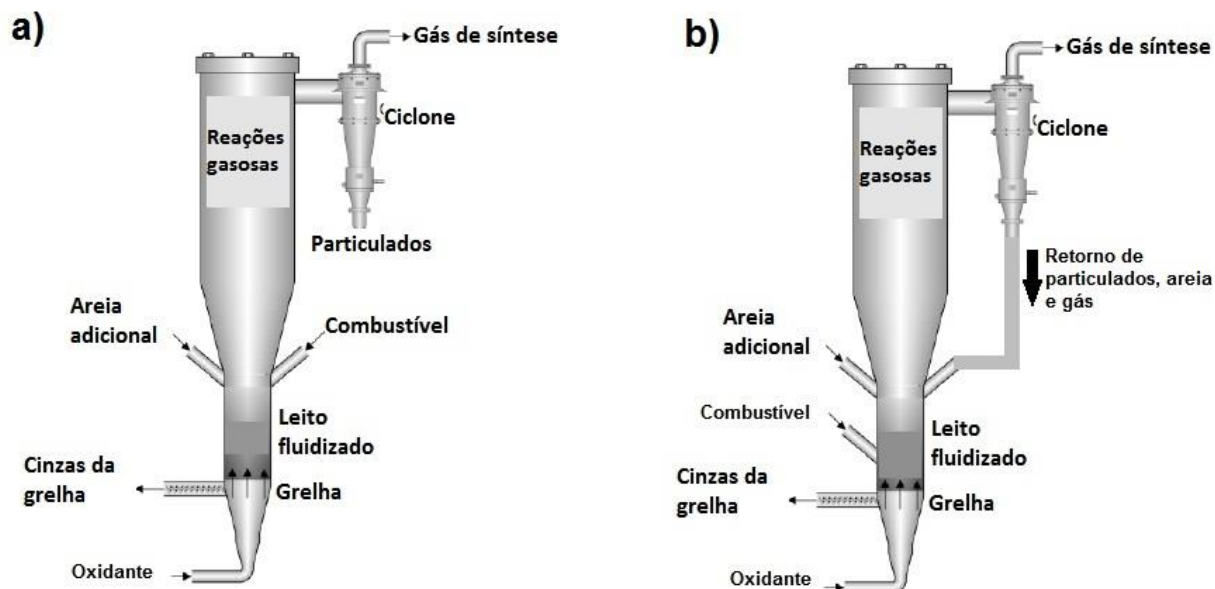


Figura 12 Representação esquemática de gaseificadores de leito fluidizado borbulhante (a) e circulante (b).

3.1.6 Demais Tecnologias

Além dos gaseificadores de leito fluidizado tradicionais existem diversas outras tecnologias adotadas comercialmente para gaseificação em grande escala. Uma das mais recentes é a tecnologia de “leito embarcado” (tradução própria), na qual o combustível é alimentado de forma pulverizada, formando o próprio leito sem a necessidade de partículas inertes. Nesses gaseificadores o meio oxidante injetado é uma mistura de vapor rica em oxigênio, sendo realizada uma combustão controlada para aumentar a temperatura no interior do gaseificador. Essa tecnologia permite a produção de gás de alto poder calorífico e com vazões elevadas devido ao baixo tempo de reação proporcionado pelas altas temperaturas. Também é muito utilizado o “leito arrastado”, tecnologia desenvolvida pela Texaco para gaseificação de carvão, na qual o combustível é injetado em formato pulverizado e já misturado ao oxidante (Fig. 13). Essas tecnologias são utilizadas em plantas IGCC para alimentação de turbinas a gás, as quais requerem gás com alto poder calorífico e livres de impurezas.



Figura 13 Gaseificador do tipo Texaco. Fonte: Shangai Coking Co.

3.2 APLICAÇÕES

Ao longo da história tem-se verificado a coincidência do interesse pela gaseificação com a escassez e/ou encarecimento de outras fontes de combustíveis. A tecnologia de gaseificação experimentou rápido crescimento no período que antecedeu a 2ª Guerra Mundial, época na qual os governos europeus buscavam uma alternativa ao petróleo. Todavia, foi durante a guerra que a gaseificação difundiu-se com maior força, já que as reservas de petróleo dos países europeus (mesmo os neutros como a Suécia) aproximaram-se do zero, forçando o uso de fontes de energia alternativas. Segundo o Instituto de Pesquisas de Energia Solar dos Estados Unidos (1988), dentre carros, tratores, ônibus e caminhões, mais de um milhão de veículos foram convertidos durante a guerra para rodarem a partir de gases produzidos pela gaseificação de carvão e madeira (Fig. 14). Com o final da guerra o fornecimento de petróleo foi normalizado, gerando o abandono dos estudos e desenvolvimento da gaseificação.



Figura 14 Carro adaptado para funcionamento com gás de síntese. Fonte: STIP (1988).

Com a crise do petróleo de 1973, as atenções se voltaram novamente para a gaseificação, que passou a ser vista como alternativa ao petróleo na geração de energia elétrica e abastecimento dos carros, visão deixada de lado após o fim da crise. Em contradição ao interesse cíclico na gaseificação como alternativa ao petróleo, esta tecnologia tem recebido atenção constante da indústria petroquímica ao longo da história. Muitos insumos necessários a outras indústrias podem ser produzidos por gaseificação, como é o caso da amônia, amplamente empregada na indústria de fertilizantes. Estima-se ainda que até o início da segunda guerra, 90% da produção de hidrogênio era realizada por gaseificação.

Atualmente a gaseificação é empregada principalmente na geração de energia elétrica. Pequenos gaseificadores podem fornecer gás de síntese para um conjunto de motor de combustão interna acoplado a gerador elétrico, garantindo fornecimento de energia elétrica em pequena escala sem dependência de combustíveis fósseis. Em plantas de larga escala, gaseificadores de grande porte são acionados para abastecer turbinas a gás operando em ciclos combinados, o que é conhecido por IGCC (*Integrated Gasification Combined Cycle* – Ciclo Combinado de Gaseificação Integrada). As plantas de grande porte em funcionamento na Europa, Estados Unidos e China utilizam tipicamente carvão e resíduos da indústria petrolífera como combustível primário, de modo a reduzir emissões causadas pela combustão de combustíveis sólidos e líquidos e maximizar a eficiência da planta através do uso de turbinas a gás.

No escopo do presente trabalho, a gaseificação é considerada tanto como alternativa ao gás natural para queima externa em turbinas no ciclo EFGT, como para acionamento de caldeiras do ciclo Rankine. Em relação ao primeiro cenário é necessário observar em primeiro lugar a escassez de gás natural para o funcionamento das usinas termelétricas nacionais, vez que o país depende da importação desse combustível de países vizinhos. Em face da instabilidade política e econômica dos

países vizinhos exportadores e do aumento da demanda ocasionado pela construção de novas indústrias termelétricas, o preço do gás natural também se encontra em patamares elevados.

Quanto à utilização dos gases provenientes da gaseificação de material orgânico para o aquecimento de caldeiras, é possível observar vantagens em dois cenários distintos. Primeiramente, apresenta-se como alternativa ecologicamente correta e economicamente viável à queima direta por reduzir drasticamente as emissões de poluentes e os custos associados aos combustíveis fósseis. Em segundo lugar, pode ser utilizada em substituição à queima direta de biomassa em grelhas para transferência de calor às caldeiras, possibilitando um controle melhor da queima e da operação em regimes parciais, evitando a deposição de partículas sólidas e a constante diminuição de eficiência dos trocadores de calor. A deposição de tais resíduos implica não somente em elevação do custo de manutenção do equipamento e redução de sua vida útil, como também em prejuízos pela perda de eficiência e pela necessidade de interrupções mais constantes.

As incrustações ocasionadas nos evaporadores da indústria de celulose são relatadas por Andreuccetti (2010) como sendo um dos mais severos problemas ocorridos nas plantas de cogeração por licor negro, sendo proveniente da deposição dos sais dissolvidos nessa mistura. Essas incrustações ocasionam falhas no funcionamento e constantes paradas para limpeza.

Yin et al. (2008) aponta que a deposição de particulados e a consequente corrosão é um dos pontos de maior relevância no projeto e operação de um sistema de combustão. Descreve que em fornalhas movidas por queima direta de biomassa, especialmente palha, são constantemente reportados problemas severos de deposição e corrosão. É mencionada ainda a corrosão de alta temperatura, que tende a ocasionar problemas em caldeiras que trabalham com temperaturas mais elevadas, tipicamente em ciclo com superaquecimento. Como exemplo, pode-se observar na Fig. (15) as deposições ocasionadas nos trocadores de calor das fornalhas. A Figura (15a) mostra os depósitos de uma fornalha operando com carvão, enquanto a Fig. (15b) apresenta os depósitos formados pela queima de palha durante uma semana.

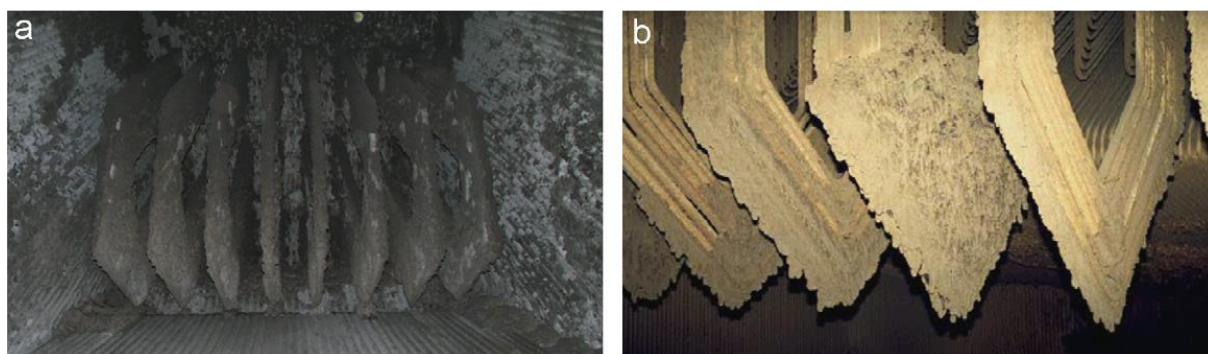


Figura 15 Deposição em trocadores de calor de caldeiras com queima de carvão e/ou biomassa sólidos. Fonte: Yin et al.(2008).

3.3 TRATAMENTO DO GÁS

De acordo com Carrara (2010), os principais problemas relacionados à tecnologia da gaseificação, e que atualmente limitam uma expansão comercial mais acentuada, concentram-se na parte do tratamento do gás de síntese. Cada aplicação possui requisitos mínimos de tratamento do gás, que podem variar desde uma simples filtragem para queima em fornos até complexos processos de lavagem para alimentação de turbinas a gás e motores a combustão interna.

Em um estudo encomendado pelo departamento de energia dos Estados Unidos, Horazak et al. (2005) avaliaram os custos envolvidos em um sistema de tratamento de gás de uma planta IGCC com capacidade de geração elétrica de 200 MW. É indicado pelos autores que o custo dos equipamentos necessários para o tratamento do gás pode responder por até 11,2% do investimento total da planta.

Os contaminantes presentes no gás variam de acordo com o combustível e a tecnologia de gaseificação utilizados, porém não apresentam grande disparidade, sendo possível elencar as principais impurezas encontradas independentemente dos fatores supramencionados. Uma breve relação desses agentes, seus problemas e métodos de limpeza encontram-se resumidos na Tab. (4).

Tabela 4 Contaminantes presentes no gás de síntese. Fonte: Adaptado de Carrara (2010).

Contaminante	Exemplos	Problemas	Métodos de Limpeza
Particulados	Cinzas e areias	Erosão, obstrução e deposição	Filtragem e lavagem
Metais alcalinos	Sódio e potássio	Corrosão a quente	Adsorção, filtragem, condensação
Nitrogênio	Amônia e cianetos	Formação de NO _x (emissão de poluentes)	Lavagem
Alcatrões	Hidrocarbonetos aromáticos	Erosão, obstrução e corrosão	Craqueamento
Enxofre e Cloro	Ácido clorídrico e sulfeto de hidrogênio	Corrosão e emissões de poluentes	Lavagem e adsorção

Os procedimentos de tratamento do gás de síntese incluem não somente a remoção de impurezas, mas também o resfriamento do gás. Ao realizar o resfriamento, há obviamente a perda de energia sensível contida no gás a alta temperatura que deixa o gaseificador. Todavia, esse procedimento é etapa obrigatória para a realização da maioria dos processos de limpeza do gás. Ademais, o resfriamento é também desejável para a admissão do gás em máquinas volumétricas, devido à maior eficiência volumétrica proporcionada pela densidade do gás frio.

3.3.1 Ciclone

O ciclone é o aparato mais simples utilizado para a remoção de particulados, consistindo em um cilindro com base cônica. O gás ventilado para o interior do cilindro a alta velocidade e baixa pressão, entrando tangencialmente na porção superior do equipamento. Pela ação da força centrífuga as partículas são arrastadas contra as paredes e depositam-se na parte inferior com auxílio da força gravitacional, enquanto o gás faz percorre o sentido contrário, sendo expelido por uma tubulação na parte superior do cilindro (Fig. 16).

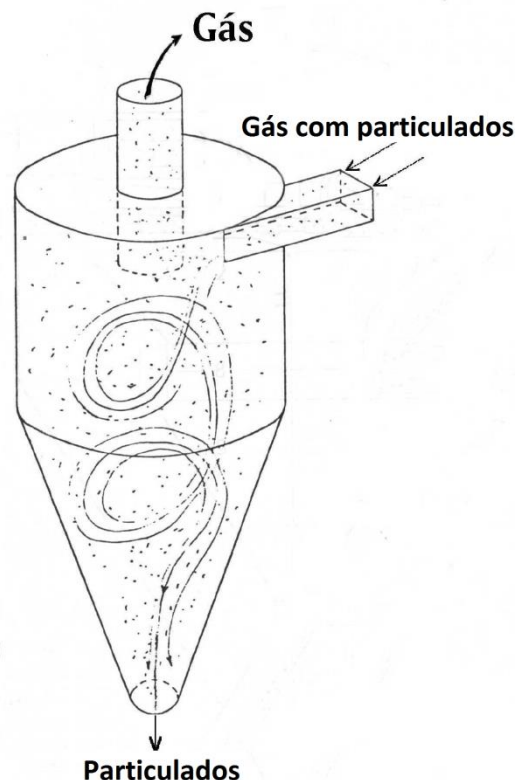


Figura 16 Representação esquemática de um ciclone. Fonte: Autor.

Este método apresenta a vantagem de ser barato e permitir a remoção de particulados sem a necessidade de resfriamento do gás. Dependendo do projeto do ciclone, é possível remover mais de 90% das partículas com diâmetro superior a $5\mu\text{m}$ e mais da metade com diâmetro maior que $1\mu\text{m}$ (Carrara, 2010).

3.3.2 Precipitador Eletrostático

O precipitador eletrostático realiza a remoção de partículas através da polarização elétrica. O gás é forçado a passar entre dois eletrodos, sendo emitida uma descarga elétrica pelo eletrodo de fio, polarizando as partículas presentes no gás. Essas partículas são então atraídas pelo eletrodo em formato de placa, sendo depositadas em sua superfície (Fig. 17). A remoção das partículas é realizada geralmente por um fino filme de água na parede do eletrodo de placa.

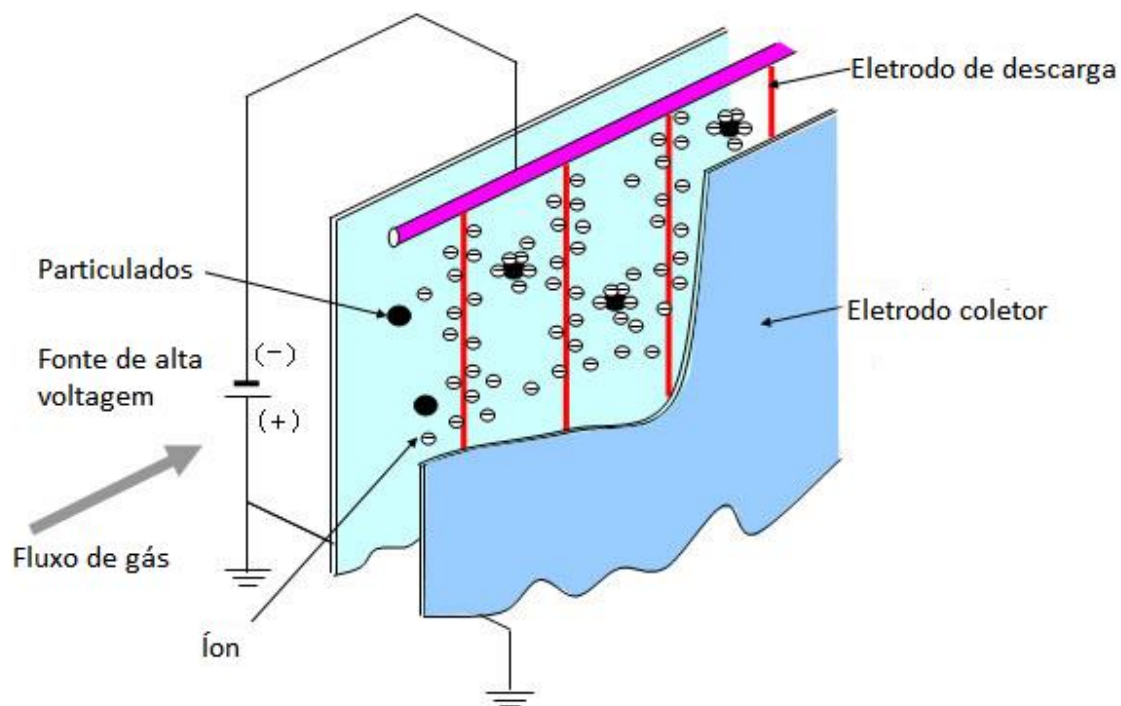


Figura 17 Representação esquemática de um precipitador eletrostático. Fonte: Hitachi

Este método não permite o uso de gás quente, pois é preciso realizar a remoção das partículas através do filme de água, que se evaporaria na presença do gás aquecido. Todavia, possui boa relação custo benefício, sendo capaz de remover cerca de 95% dos particulados de diâmetro superior a 1 μm (Carrara, 2010).

3.3.3 Filtros

São utilizados dois tipos principais de filtros para tratamento do gás: de tecido e de vela. Filtros de tecido são semelhantes a filtros encontrados em coadores de café, nos quais o gás atravessa o tecido, porém os particulados são retidos. Já os filtros de vela são similares a filtros presentes em bebedouros, nos quais o gás passa por cilindros contendo meios porosos (como carvão ativado) que possuem a capacidade de reter particulados.

Filtros são alternativas relativamente baratas (considerando apenas o investimento inicial) e eficazes para a remoção de impurezas, retendo até 99,8% dos particulados com diâmetro superior a 1 μm . Filtros de tecido necessitam do resfriamento do gás a temperaturas mais moderadas, enquanto filtros a vela podem trabalhar com o gás quente. Pesa contra os filtros a necessidade de manutenção periódica, sendo necessário realizar a limpeza e substituição desses equipamentos, o que torna oneroso seu uso não só pelo custo de substituição dos filtros como também pela interrupção no funcionamento do equipamento e pelo trabalho do operador envolvido na inspeção e manutenção periódica.

3.3.4 Lavagem

A lavagem é a parte mais complexa envolvida no tratamento do gás de síntese. Esse processo tem por objetivo realizar a remoção de partículas dissolvidas e em suspensão no gás, envolvendo diversas etapas que variam significativamente entre as diferentes plantas de gaseificação. É possível notar dois processos que são comuns a praticamente todos os tipos de lavagem: por colisão e por absorção.

A lavagem por colisão é um processo essencialmente físico, através do qual é possível remover apenas partículas em suspensão no gás. O processo baseia-se na colisão inercial entre as partículas, funcionando da seguinte maneira: o gás contaminado é acelerado no equipamento, arrastando por consequência as partículas que se encontrarem em suspensão; um líquido é então injetado de forma atomizada no equipamento, causando a colisão entre gotículas de líquido e as partículas em suspensão, que são então desaceleradas pela colisão e acabam sendo precipitadas.

O mais difundido dos equipamentos para remoção de partículas por colisão é o lavador Venturi (Fig. 18), sendo constituído por um canal com uma seção convergente, uma garganta e uma seção divergente. O gás sujo é acelerado na seção convergente, enquanto o líquido é injetado atomizado na garganta em direção ortogonal à do gás. As partículas presentes no gás colidem com as gotículas atomizadas, que por serem mais pesadas precipitam e formam um fluxo de líquido com particulados na parte inferior do equipamento, enquanto o gás, mais leve, forma um fluxo na parte superior do Venturi.

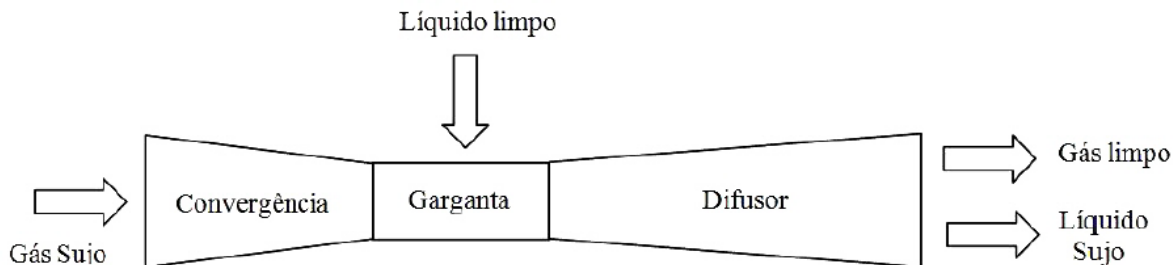


Figura 18 Representação esquemática de um lavador Venturi.

Já o processo de lavagem por absorção é realizado através da transferência de massa entre fluidos de fases diferentes. O equipamento mais conhecido para a realização desse procedimento é a torre de absorção (Fig. 19). Nesse equipamento o gás contaminado é bombeado pela parte inferior da torre, enquanto são injetados jatos de soluções aquosas no sentido contrário ao fluxo do gás. As substâncias dissolvidas nos gases são então absorvidas pela solução aquosa, que deve possuir propriedades químicas adequadas à solubilidade das substâncias a serem removidas.

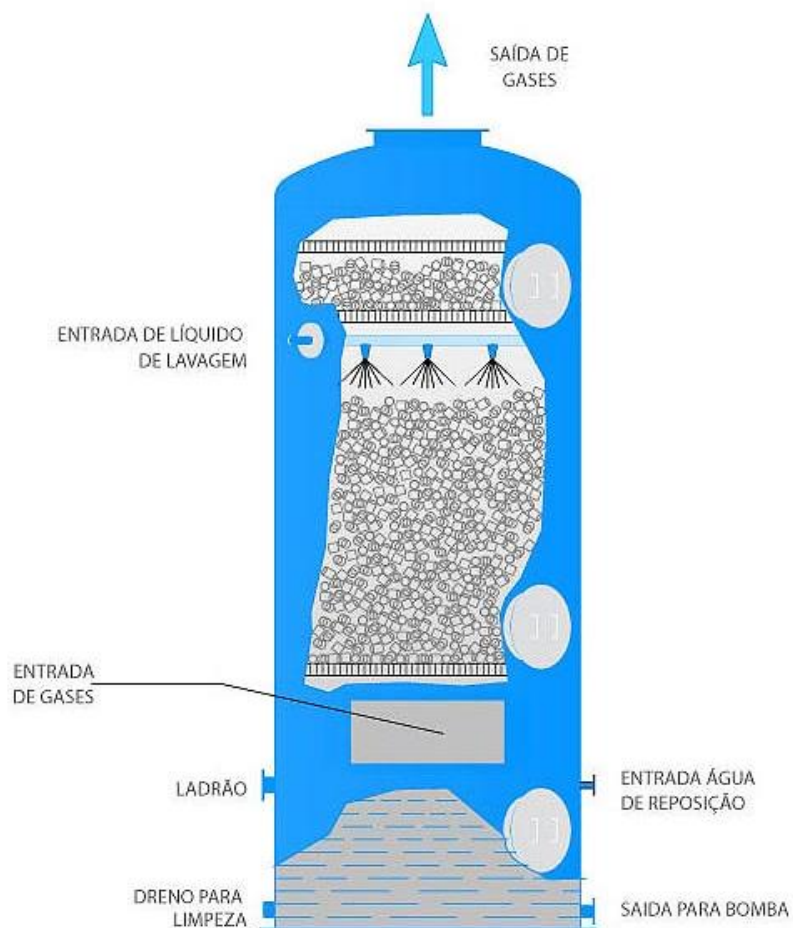


Figura 19 Representação esquemática de uma torre de absorção. Fonte: Hydronics.

A lavagem por absorção é realizada tipicamente em várias etapas, com diferentes soluções para a remoção de contaminantes específicos. Além do gasto energético envolvido nos processos de lavagem, há também a contaminação da água utilizada no tratamento do gás. Essa água não pode ser descartada para o meio ambiente, sendo necessário realizar um tratamento para o seu descarte, o que implica em maior gasto energético e econômico.

3.4 PLANTAS A BIOMASSA NO BRASIL

Segundo a ANEEL, até o mês setembro de 2012 encontravam-se em operação no Brasil 446 usinas termelétricas a biomassa, totalizando 9.757.888 kW de potência instalada, o que responde por mais de 30% da matriz termelétrica do país. Os insumos consumidos nessas usinas encontram-se dispostos de acordo com sua contribuição em valores absolutos no gráfico da Fig. (20).

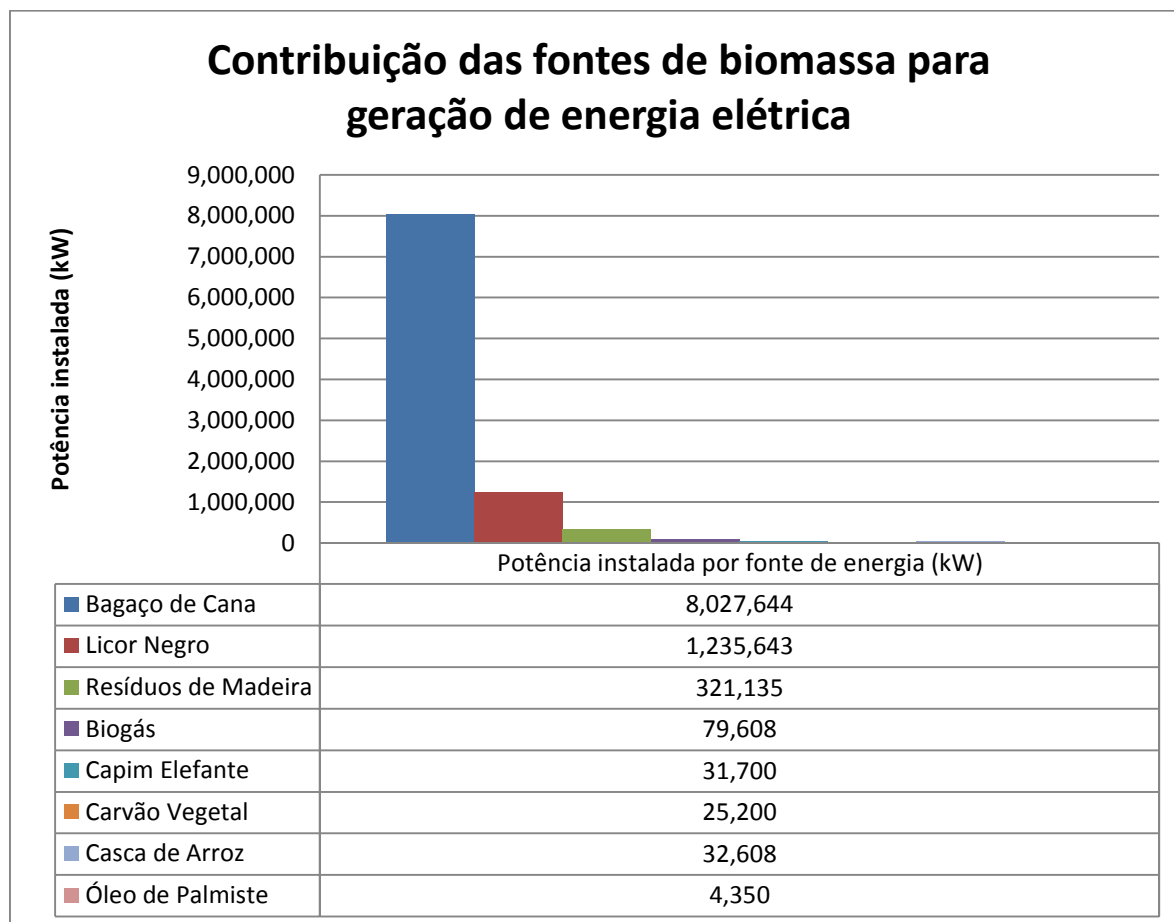


Figura 20 Gráfico com a parcela de contribuição das fontes de biomassa para geração de energia elétrica no Brasil. Fonte: Adaptado de ANEEL (2008).

Atualmente o Brasil conta com apenas duas plantas de geração de energia elétrica através do gás de síntese proveniente da biomassa gaseificada, a Gaseifamaz I e II. As duas são frutos de um projeto desenvolvido em parceria do CENBIO com o IPT e outros institutos para geração de energia elétrica em comunidades isoladas no norte do país. Esse projeto teve início em 2002, sendo a planta Gaseifamaz I montada na cidade de São Paulo para condução dos estudos e experimentação. A unidade subsequente foi instalada em uma comunidade afastada pertencente ao município de Manaus em 2004. As plantas são essencialmente idênticas, alimentadas por resíduos de madeira e gerando energia elétrica através de um motor a combustão interna acoplado ao um grupo gerador. Ambas possuem capacidade de produção homologada pela ANEEL de 27 kW.

O gás de síntese produzido pela gaseificação não deve ser confundido com o biogás apresentado no gráfico. Este é produzido através da digestão anaeróbica de biomassa, gerando gás rico em metano e muito semelhante ao gás natural. Devido a seu poder calorífico e limpeza, o biogás pode ser queimado diretamente em turbinas a gás, diferentemente do gás de síntese. Todavia, a capacidade de produção de biogás é muito reduzida, o que faz com que represente menos de 1% da geração de energia elétrica através de biomassa no Brasil.

O IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas do estado de São Paulo) anunciou recentemente o investimento em uma planta piloto de gaseificação de biomassa na cidade de Piracicaba para estudar e desenvolver projetos na área de geração de energia elétrica através da gaseificação. O projeto também é voltado para a obtenção de produtos químicos e combustíveis líquidos através do gás de síntese, buscando viabilizar comercialmente a tecnologia no Brasil.

A maior parte das plantas de bioenergia localizam-se na região sudeste e no litoral nordestino, como é possível observar no mapa construído a partir do SIGEL (Fig. 21), estando as plantas demarcadas por triângulos rosa. Essas usinas estão ligadas ao setor sucro-alcooleiro e utilizam o bagaço da cana para cogeração, obtendo calor de processo para processamento da cana, energia elétrica para uso próprio e para venda à rede. O grupo Raízen possui atualmente 13 termelétricas distribuídas pelo estado de São Paulo e é o maior produtor nacional de energia elétrica a partir do bagaço de cana, com capacidade instalada total de 934 MW. Também se destacam as plantas da Odebrecht Agroindustrial e da Bevap.



Figura 21 Mapa da disposição geográfica das plantas termelétricas a biomassa no Brasil.
Fonte: SIGEL (2012).

Outra fonte de energia muito importante é o licor negro, uma solução de compostos orgânicos e inorgânicos formada durante o processo de obtenção da celulose através da digestão da madeira. As usina de Aracruz – ES é a maior instalada no país com capacidade instalada de 210 MW, sendo importante também mencionar as plantas existentes em outros estados. No Mato Grosso do Sul a indústria de celulose também é muito forte, destacando-se a planta da VCP no município de Três Lagoas (Fig. 22), com capacidade de geração de 175 MW. Encontram-se ainda grandes indústrias como a Klabin no Paraná, a Veracel na Bahia e a Cenibra em Minas Gerais, todas com capacidade instalada acima de 100 MW.



Figura 22 Usina VCP produtora de celulose movida a licor negro. Fonte: VCP.

4 MODELOS TERMODINÂMICOS

Os modelos termodinâmicos construídos neste capítulo têm por objetivo possibilitar uma avaliação energética do uso da gaseificação integrada aos ciclos de potência. Os modelos abrangem uma ampla faixa de potência elétrica, variando entre 100 kW a 100 MW, de modo que seja possível enxergar os diferentes cenários envolvidos na geração de energia elétrica.

Para a construção dos modelos foi utilizado o programa computacional EES, da fabricante *f-Chart*, que possui uma extensa biblioteca de propriedades termodinâmicas dos fluidos mais utilizados em máquinas térmicas, seja na área de extração de trabalho dos fluidos ou de refrigeração. É importante notar também que o mencionado programa utiliza uma variante do método de Newton de iterações para solucionar as equações, de modo que é possível escrevê-las na ordem desejada sem interferir no cálculo.

Todos os modelos têm por base o balanço de energia no sistema. As variações de entalpia específica foram utilizadas para o cálculo das potências e taxas de calores envolvidos nos processos, sendo obtidas através das bibliotecas do programa computacional pela determinação dos estados termodinâmicos através de outras propriedades independentes. As principais considerações assumidas para a construção dos modelos são:

- Operação a plena carga;
- Operação em regime permanente;
- Desconsideração da energia consumida por equipamentos auxiliares (como ventiladores);
- Nenhuma cogeração (todo o combustível fornecido é destinado à geração de eletricidade);
- Temperatura ambiente 303 K;
- Pressão atmosférica 100 kPa.

Nos modelos são utilizados diversos indicadores de eficiência para avaliação comparativa dos ciclos. A eficiência térmica refere-se à potência mecânica líquida obtida em relação ao calor requerido pelo ciclo, enquanto a eficiência elétrica leva em consideração a conversão da potência mecânica em eletricidade, conforme Eq. (6) e (7). Já as eficiências globais são calculadas em relação à taxa de energia fornecida pelo combustível ao gaseificador, como demonstrado pela Eq. (8), sendo obviamente inferiores às demais eficiências. A taxa de energia fornecida ao gaseificador é considerada como o produto do PCI da biomassa pela sua vazão mássica de alimentação, o que está expresso na Eq. (9).

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_{in}}; \quad (6)$$

$$\eta_{el} = \frac{\dot{W}_{el}}{\dot{Q}_{in}}; \quad (7)$$

$$\eta_{gl} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{gasifier}}; \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{in,gasifier} = \dot{m}_{combustível} \times PCI_{combustível} \quad (9)$$

4.1 GASEIFICADOR

A oferta de gaseificadores no mercado é relativamente ampla, encontrando-se desde equipamentos projetados para gaseificação em micro e pequena escala até produtos para gaseificação em larga escala. Observa-se que os gaseificadores menores utilizam a tecnologia de leito fixo e gaseificação concorrente ou contra corrente, enquanto os de maior porte também fazem uso da tecnologia de leito fluidizado.

Especificações técnicas de gaseificadores são muito escassas, pois suas características variam drasticamente de acordo com as condições de uso. O tipo do combustível utilizado e seu conteúdo de umidade são as variáveis que mais influenciam o rendimento do gaseificador, não havendo variações significativas da eficiência com o tamanho do equipamento.

É de interesse definir primeiramente a eficiência de gás frio de um gaseificador. Tal parâmetro relaciona o PCI do gás de síntese tratado com o do combustível utilizado, levando em consideração o fluxo mássico, de acordo com a Eq. (10). Essa definição fornece uma fórmula simples para prever a quantidade de energia consumida e produzida por um gaseificador.

$$\eta_{Gás Frio} = \frac{\dot{m}_{gás\ de\ síntese} \times PCI_{gás\ de\ síntese}}{\dot{m}_{combustível} \times PCI_{combustível}} \quad (10)$$

É importante notar que a gaseificação da biomassa implica obrigatoriamente em uma redução da energia disponível. Para que esse processo seja interessante é necessário levar em conta os benefícios obtidos pela queima do gás ao invés da biomassa sólida. Os mais notáveis são:

- Melhor controle da queima;
- Melhor estabilidade da chama;

- Melhor controle da alimentação;
- Maior eficiência da queima;
- Menor formação de depósitos;
- Redução nas emissões.

A grande parte dos estudos desenvolvidos na área de gaseificação faz uso de madeira como material combustível, o que se deve basicamente ao seu teor de umidade, massa específica e disponibilidade. Todas essas características apresentam-se favoráveis na madeira quando comparadas a outras biomassas, como bagaço de cana e palhas de cereais, resultando em um gás de síntese com maior poder calorífico.

Para este trabalho levou-se em consideração diversos estudos para a obtenção de uma faixa de serviço aceitável para os inúmeros parâmetros envolvidos no processo. Obernberger & Thek (2008) realizaram um estudo em plantas de larga escala de gaseificação de biomassa no continente europeu, todas alimentadas por madeira. No estudo são apresentadas as características principais das plantas e uma análise do custo de geração de energia elétrica em relação a plantas de combustão direta de biomassa.

Ángel (2009) desenvolve uma análise da geração de energia em pequena escala utilizando um gaseificador concorrente para alimentação de um gerador acoplado a um motor a diesel. Na análise há um estudo detalhado do gaseificador, operado com madeira, analisando a composição do gás de síntese, seu poder calorífico, comportamento do equipamento com a variação das condições de operação e outros resultados interessantes.

Existem ainda gaseificadores projetados para operação com carvão, tendo por objetivo principal a redução de emissões de poluentes ocasionada pela queima direta do carvão em termelétricas de turbina a vapor. Tais gaseificadores encontram-se em uso em diversas plantas de geração de energia elétrica e calor espalhadas pela Europa e China. Um resumo das características das diversas plantas de gaseificação pesquisadas é apresentado na Tab. (5).

Tabela 5 Plantas de gaseificação de biomassa estudadas. Fonte: Adaptado de OBERNBERGER (2008).

Planta/Estudo	Potência elétrica	Tecnologia	Combustível
Harboore Dinamarca	1 MW	Contra corrente	Biomassa (madeira)
Gussing, Hungria	2 MW	Leito fluidizado	Biomassa (madeira)
Ángel (2009)	5 kW	Concorrente	Biomassa (madeira)
Huaneng, China	250 MW	Fluxo embarcado	Carvão mineral

Devido à complexidade da elaboração de um modelo termodinâmico para o gaseificador, este não foi desenvolvido no presente trabalho. Considerando ainda que a queima do gás de síntese é realizada de forma externa tanto no ciclo Rankine quanto no ciclo EFGT, o processo de tratamento do gás é substancialmente simplificado, dispensando a adoção de uma estação completa de tratamento do gás.

Os valores de desempenho de gaseificadores reais são extremamente dependentes da situação de utilização, variando em função do combustível, tratamento do gás, queimadores, caldeiras, dentre outros. Essa variação acarreta em escassez de informações técnicas detalhadas sobre o desempenho de gaseificadores, sendo necessário utilizar então valores aproximados ou obtidos em estudos com gaseificadores de menor porte e sob diferentes condições de uso. Dessa forma, foi tomado o cuidado de adotar valores conservadores, dentro dos quais seja possível realizar a seleção de um gaseificador real com desempenho compatível.

Como parâmetros comuns a todos os gaseificadores hipotéticos foram adotados a composição do gás, seu poder calorífico inferior e eficiência do gaseificador. A composição do gás de síntese e seu PCI foram aproximados tomando por base o estudo de Ángel (2009). A partir da composição calculou-se a massa específica do gás no padrão ISO, à temperatura de 293,15 K e pressão 101,325 kPa, utilizado para a aferição do PCI do gás em todos os estudos consultados, possibilitando sua obtenção em função da massa. Todavia, os modelos foram posteriormente modificados para apresentar os dados de rendimento em função do PCI do combustível sólido utilizado.

Já a eficiência de gás frio do gaseificador foi adotada como 80% para a planta IGCC e 75% para as demais, valores este se assemelham ao encontrado nas plantas analisadas por Obernberger & Thek (2008), que variam entre 70% e 80%. No estudo de Ángel (2009) a eficiência máxima encontrada foi de 66%, obtida por um gaseificador de construção simples e baixa potência, alimentado por biomassa com tamanho entre 20mm e 60mm, umidade entre 9,6% e 11,1% e PCI entre 17,9 MJ/kg e 18,3 MJ/kg. Os parâmetros adotados encontram-se listados na Tab. (6), enquanto o código utilizado para a simulação do gaseificador pode ser identificado no interior dos programas disponíveis nos Anexos I, II e III.

Tabela 6 Parâmetros utilizados para modelagem do gaseificador.

Eficiência de gás frio	80% (IGCC) ; 75% (demais)
PCI do gás de síntese	4.600 kJ/m ³
Massa específica do gás de síntese (ISO)	0,321 kg/m ³
Composição do gás seco	16% CO ₂ ; 46% N ₂ ; 22% CO; 1% CH ₄ ; 15% H ₂
Temperatura de saída do gás	900 K

4.2 CICLO EFGT

O ciclo de turbina a gás com queima externa encontra-se ainda em fase de pesquisa e teste, não havendo disponibilidade comercial de tal tecnologia. Em função da inexistência de unidades comerciais, torna-se complexo realizar previsões acerca do desempenho do ciclo, sendo necessário basear-se apenas na literatura para a criação de um modelo simplificado.

Thek et al. (2010) apresentam os resultados dos primeiros testes com uma micro turbina a gás com queima externa de biomassa em fornalha. Os testes foram conduzidos em uma planta combinada de geração de eletricidade de calor localizada em Il Forteto, na região da Toscana, Itália.

Na mencionada planta foi utilizada uma micro turbina a gás com potência elétrica nominal de 100 kW e um trocador de calor especialmente projetado em aço inoxidável para suportar os gases de alta temperatura provenientes da queima da biomassa. A turbina foi operada simultaneamente com queima interna de gás natural, como se pode ver no esquema ilustrativo da Fig. (23).

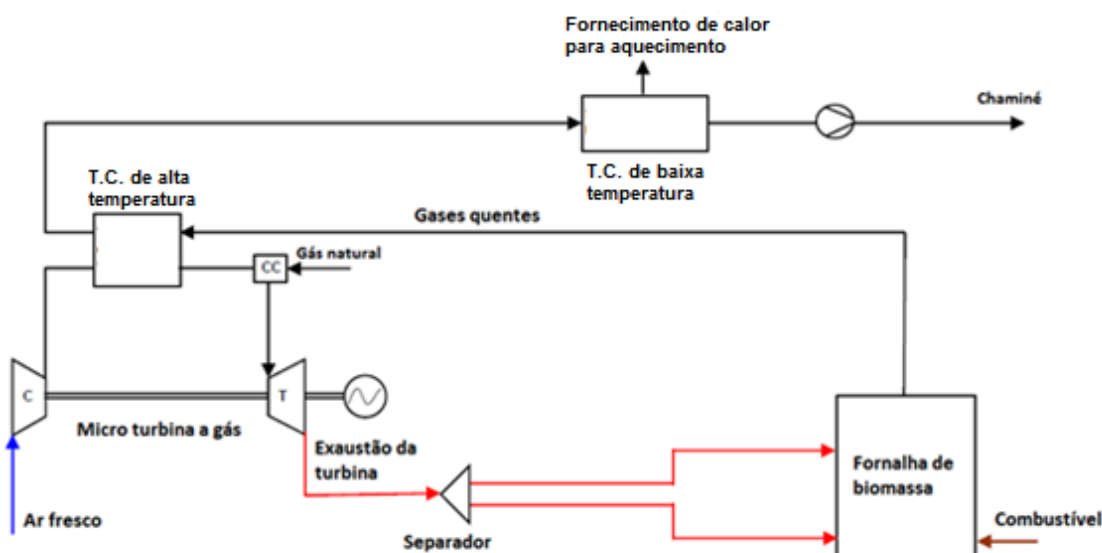


Figura 23 Diagrama da planta de Il Forteto. Fonte: Adaptador de Thek et al. (2010).

Apenas parte da energia proveniente da queima da biomassa foi utilizada na troca de calor a alta temperatura com a turbina a gás, sendo o restante destinado ao trocador de calor de baixa temperatura para fornecer aquecimento. Essa configuração de planta combinada de geração de eletricidade e calor é muito comum na Europa, de modo que a geração de calor para aquecimento pode ser variada ao longo do ano de acordo com a necessidade.

Na configuração estudada, cerca de metade da energia da planta foi fornecida pela queima de biomassa, contribuindo a combustão de gás natural com a outra meia parte da energia consumida. A micro turbina gerou 103,7 kW_e, enquanto à produção de calor foram destinados 249,9 kW_{te}. Deste modo, extraiu-se um rendimento elétrico líquido de 23,5% e uma eficiência térmica total de 80,2% ao incluir a geração de calor.

Kautz & Hansen (2007) apresentam um estudo teórico acerca do ciclo EFGT tomando por base uma micro turbina Turbec T100 de 100kW_{el}, derivada de uma turbina de aviação Volvo. A micro turbina é dotada de um recuperador que possibilita atingir uma eficiência elétrica de 30% ao aproveitar o calor dos gases de escape para pré-aquecer o ar comprimido. Nesse estudo o combustor é hipoteticamente substituído por um trocador de calor e um queimador externo. A recuperação de energia utilizando os gases de escape para pré-aquecimento do combustível é realizada no ciclo de forma integrada com o trocador de calor. O diagrama esquemático do ciclo modelado é mostrado na Fig. (24).

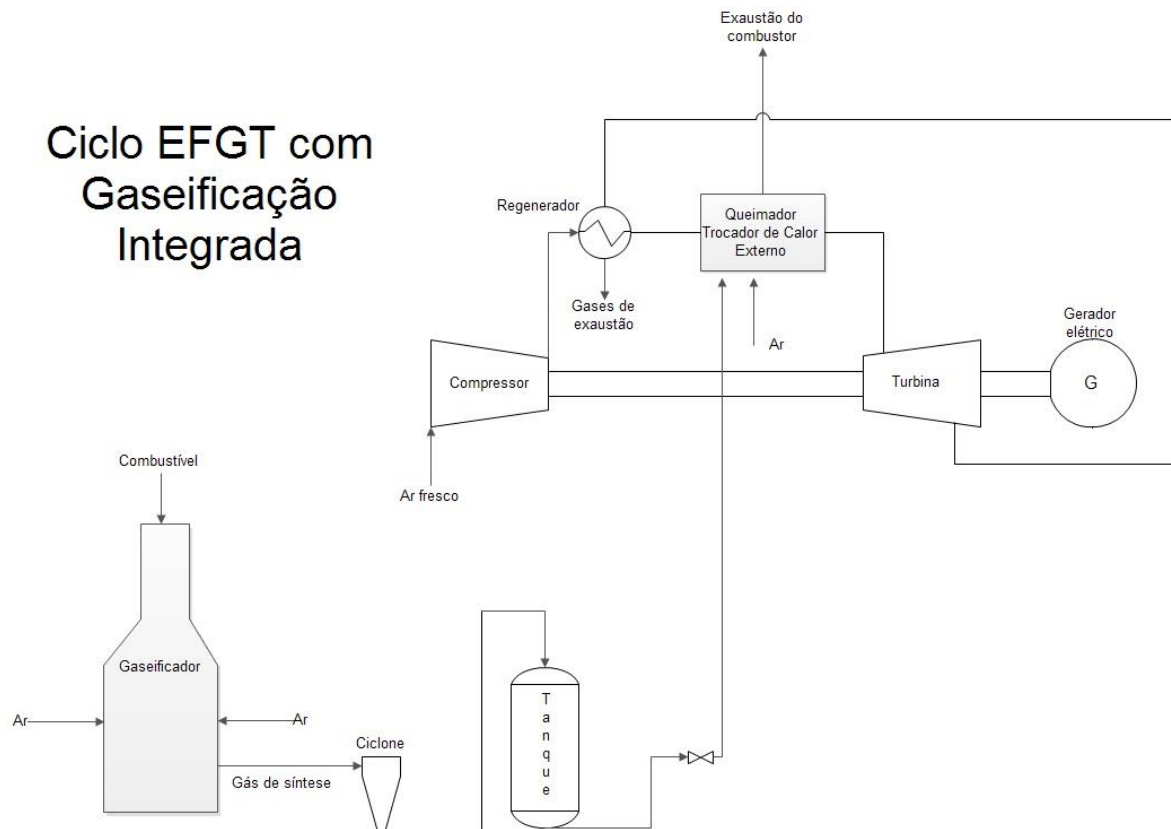


Figura 24 Diagrama da planta EFGT com Gaseificação Integrada.

As análises conduzidas por Kautz & Hansen (2010) levam em consideração as irreversibilidades ocorridas no compressor e na turbina, bem como as perdas de pressão no trocador de calor e no combustor. A efetividade do trocador de calor é de extrema importância nessa análise, sendo utilizada para definir a fração da energia liberada pela queima no combustor que será efetivamente utilizada pela turbina.

A razão de compressão da micro turbina procura balancear a eficiência do ciclo com a produção líquida de energia. Após a definição da razão de pressão, são levantadas curvas de desempenho do ciclo com base na efetividade do trocador de calor e na temperatura de admissão do ar na entrada da turbina. Utilizando uma diferença de temperatura ΔT de 70K no trocador de calor e limitando a

temperatura do ar na entrada da turbina a 900 °C o ciclo apresenta rendimento elétrico líquido de 27,8%.

Para a construção do modelo do ciclo EFGT (Anexo I) foi utilizada como base a mesma micro turbina do estudo de Kautz & Hansen (2010), aproveitando parte das especificações fornecidas pelo fabricante, que se encontram na Tab. (7). As eficiências isentrópicas do compressor e turbina, razão de pressão, temperatura de admissão do fluido na turbina, temperatura dos gases de escape e vazão mássica máxima foram mantidos inalterados. A efetividade do regenerador foi estimada em 85% para coincidir com os dados de desempenho fornecidos pelo fabricante.

Tabela 7 Especificações técnicas da micro turbina Turbec T-100. Fonte: Turbec (2009).

Potência elétrica	100 kW
Consumo de combustível	333 kW
Combustível	Gás natural (adaptável para outros)
PCI do combustível	38-50 MJ/kg
Razão de pressão	4,5
Temperatura de entrada na turbina	950 °C
Temperatura dos gases de escape	270 °C
Eficiência elétrica	30%
Vazão mássica máxima	0,8 kg/s

Com a finalidade de aproximar-se dos resultados obtidos por Thek et al. (2010) na planta experimental de Il Forteto, o modelo elaborado difere do proposto por Kautz & Hansen (2010), que apresenta valores de perda de pressão e efetividade do trocador de calor muito otimistas em relação aos obtidos planta de Il Forteto.

Quanto ao trocador de calor externo, este é sem sombra de dúvidas o elemento mais complexo utilizado no ciclo. Para que seja possível a construção de uma EFGT com eficiência térmica atraente o trocador de calor deve ser resistente a altas temperaturas e possuir elevada efetividade operando com vazão mássica elevada e perdas de carga reduzidas. Kautz & Hansen (2010) citam como ideal uma perda de pressão inferior a 0,1 bar no trocador de calor.

Muitos trabalhos dedicam-se ao estudo e desenvolvimento de trocadores de calor de alta temperatura, objetivando por vezes a viabilização do ciclo EFGT. Pela literatura percebe-se que há uma concentração de estudos em trocadores de calor de materiais cerâmicos. Até mesmo Thek et al.

(2010), que projetaram um trocador de aço inoxidável, reconhecem que os de materiais cerâmicos são a única alternativa viável quando considerada a vida útil do equipamento.

Em face da existência de outros trabalhos dedicados à modelagem de trocadores de calor de alta temperatura, este trabalho não apresenta o desenvolvimento de um modelo termodinâmico completo para o trocador de calor, sendo suficiente conhecer o limite teórico da quantidade de calor que pode ser trocada em um ciclo EFGT e a efetividade prática dos trocadores de calor disponíveis ou em desenvolvimento.

Para o cálculo do trocador de calor externo foi utilizado o método da efetividade NUT, que permite estabelecer um limite teórico para o fluxo de calor entre dois fluidos de acordo com a Eq. (11), considerando a taxa de capacidade calorífica mínima C_{min} (Eq. 12) como sendo a menor das taxas calculadas para os dois fluidos. A partir do fluxo de calor obtido é então definida uma efetividade para o trocador, que fornece através da Eq. (13) a transferência de calor real entre o ar que circula na turbina e os gases oxidados no combustor.

$$\dot{Q}_{max} = \dot{C}_{min} \times (T_{q,in} - T_{f,in}) ; \quad (11)$$

$$C_{min} = \dot{m} \times Cp ; \quad (12)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} ; \quad (13)$$

A efetividade escolhida para o trocador de calor externo encontra-se um pouco acima das obtidas em estudos realizados em trocadores de calor cerâmicos compactos de alta temperatura, como o apresentado por Monteiro (2011). Essa escolha levou em consideração que um trocador de calor comercial deveria apresentar desempenho superior a um trocador compacto construído para estudos em pequena escala. Ao adotar um valor que pode ser considerado “otimista” é importante considerar que esse trocador assemelha-se ao recuperador presente na micro turbina, devendo prover desempenho semelhante para que seja comercialmente viável.

Na Tabela (8) são apresentados os principais parâmetros utilizados para a modelagem do ciclo de turbina a gás com combustão externa.

Tabela 8 Parâmetros utilizados para modelagem do ciclo EFGT com gaseificação integrada

Temperatura máxima no combustor	1300 K
Temperatura máxima na turbina	1100 K

Razão de pressão	4,5
Eficiência isentrópica do compressor	75 %
Eficiência isentrópica da turbina	85 %
Efetividade do trocador de calor externo	80 %
Eficiência do combustor	98 %
Eficiência do grupo gerador	90 %
Fluxo mássico de ar na turbina	0,8 kg/s

4.3 CICLO RANKINE

O ciclo Rankine de turbina a vapor é a principal tecnologia utilizada para geração de energia elétrica através da biomassa no Brasil. Seu emprego deve-se principalmente à relativa simplicidade do processo, utilizando a água aquecida em uma caldeira como fluido de trabalho. Há instalações de todos os portes, porém as grandes instalações são economicamente mais interessantes devido à diluição dos custos em escalas maiores. É possível ainda encontrar plantas movidas a carvão, óleo combustível e gás natural com diferentes níveis de eficiência energética.

Na indústria sucro-alcooleira o ciclo Rankine a vapor é utilizado em plantas de cogeração, fornecendo calor e energia elétrica necessários para os processos de conversão da cana em etanol e açúcar. As plantas de cogeração são as soluções mais eficientes para o ciclo Rankine, que possui eficiência térmica limitada. Deste modo é possível aproveitar a grande quantidade de calor gerado no ciclo para consumo próprio, o que torna o modelo bastante interessante. Em locais de clima frio, como na Europa e nos Estados Unidos as plantas de cogeração são costumeiramente utilizadas para geração de energia elétrica e aquecimento distrital, recebendo o nome de CHP (Combined Heat and Power).

Para desenvolver o modelo do presente trabalho foram consultados outros trabalhos que realizaram um estudo de caso em usinas de geração de energia elétrica por ciclo Rankine. Os dados obtidos foram utilizados como parâmetros para a construção de dois modelos do ciclo, sendo um de pequena escala e outro de larga escala.

O trabalho de Sanchez (2003) apresenta um estudo de caso extremamente completo da planta de cogeração da Usina “Cruz Alta”. Através de medições e dados dos fabricantes, cada um dos componentes do ciclo é avaliado, o que permite ao autor realizar uma análise termo econômica da planta. Ao final são realizadas simulações com modificações na planta, através das quais o autor sugere melhorias para o incremento da eficiência e da produção.

Romão Jr. (2009) realizou um estudo para investigar a possibilidade de utilização da palha da cana em usinas de cogeração. Foram consideradas nesse estudo as usinas de Santa Isabel, Alta Mogiana e

Pioneiros Bioenergia, sendo apresentados resultados de viabilidade econômica considerando as particularidades de cada uma das usinas, como o grau de mecanização, área de plantio e moagem de cana.

Por fim, também foi utilizado como referência o trabalho de Mendes (2009), um estudo de caso em uma pequena usina de cogeração situada em Belém – PA. Assim como as demais, essa usina também é movida por uma turbina a vapor, porém difere das demais por ser de pequena escala (turbina com potência de 550 kW) e consumir resíduos de madeira para alimentação da caldeira. A disponibilidade de combustível da unidade avaliada é muito inferior ao das usinas sucro-alcooleiras movidas a bagaço de cana, motivo pelo qual não é justificável a construção de uma usina de maior porte. Dessa forma, a usina opera com caldeira de baixa pressão e uma turbina de estágio único de baixíssima eficiência (34%), o que resulta em uma eficiência térmica baixa, apresentando porém custo reduzido.

Foi construído um modelo base do ciclo Rankine com turbina de único estágio e caldeira acoplada a um gaseificador, com o qual foi possível avaliar o desempenho de duas plantas hipotéticas de geração de energia elétrica, uma com parâmetros similares à estudada por Mendes (2009) e outra de maior porte levando em consideração o trabalho de Sanchez (2003).

Os modelos termodinâmicos das duas plantas são idênticos (Anexo II), havendo variação apenas nos parâmetros utilizados para definir cada uma delas. São levadas em consideração as eficiências isentrópicas da turbina e da bomba, a eficiência do grupo gerador, da caldeira, perdas de pressão no condensador e de temperatura no superaquecedor. Um esquema das plantas é apresentado na Fig. (25).

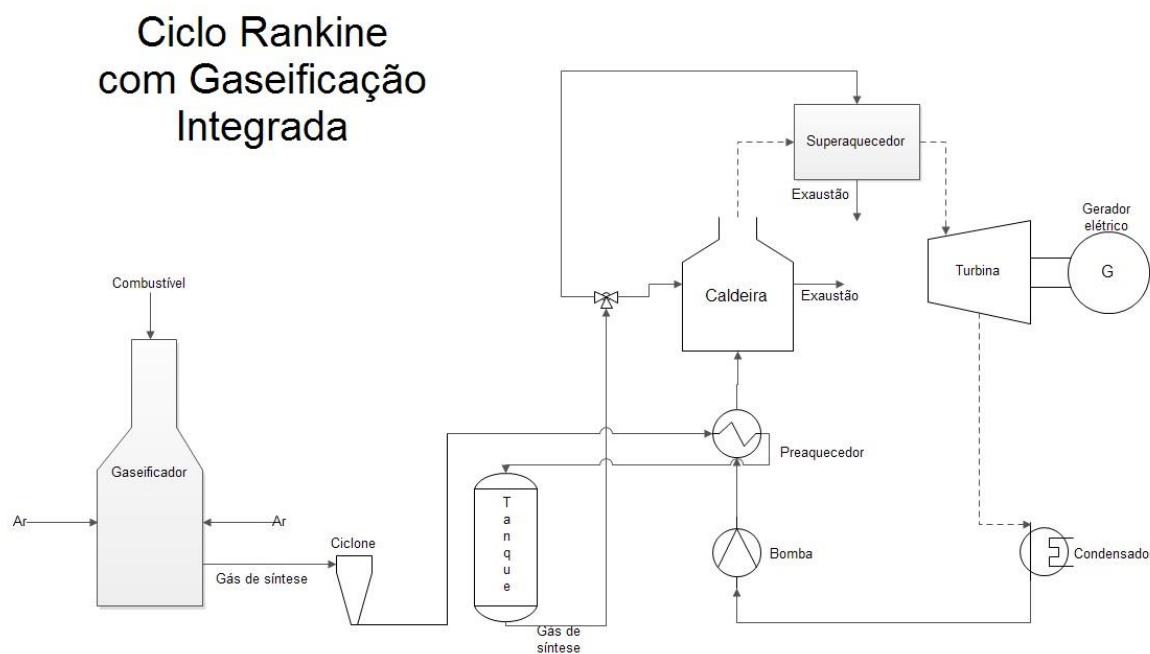


Figura 25 Diagrama da planta Rankine com Gaseificação Integrada.

Em relação à alimentação de gás de síntese, foi considerada uma caldeira com eficiência superior à das utilizadas nas usinas anteriormente em face da melhor transferência de calor proporcionada pela

queima controlada do gás de síntese, sendo que o gaseificador ocupou o lugar da fornalha no modelo construído. Considera-se ainda, para aumentar a eficiência do processo, que a energia sensível contida no gás de síntese quente é utilizada para pré-aquecer a água, resfriando o gás antes de seu tratamento.

Na Tabela (9) são apresentados os parâmetros utilizados para a modelagem de cada uma das plantas movidas a vapor, sendo uma de pequena escala e baixo rendimento e a outra de média escala, com rendimento superior.

Tabela 9 Parâmetros utilizados para modelagem das plantas de ciclo Rankine integrado com gaseificação.

Parâmetro	Planta A	Planta B
Potência elétrica gerada	550 kW	22.000 kW
Temperatura máxima	627 K	713 K
Pressão máxima	1.470 kPa	4.200 kPa
Pressão no condensador	38,32 kPa	38,32 kPa
Eficiência isentrópica turbina	34 %	85 %
Eficiência do grupo gerador	95 %	95 %
Eficiência da caldeira	80 %	85 %

4.4 CICLO IGCC COM COMBUSTÃO EXTERNA

O IGCC é uma variação do NGCC (ciclo combinado a gás natural), o qual se encontra em operação nas usinas de geração de eletricidade mais eficientes do mundo, apresentando rendimento tipicamente superior a 50% e, no caso das plantas maiores e mais modernas, pouco acima de 60%. Usinas NGCC são alimentadas por gás natural, combustível caro e esgotável. Algumas ainda utilizam carvão ou outro combustível sólido para fornecer mais energia às caldeiras, aumentando a capacidade instalada e reduzindo o custo com combustível para as turbinas a gás.

Ao contrário do NGCC, o IGCC permite a utilização de combustíveis sólidos, que são gaseificados e tratados para alimentar a turbina a gás. Esse ciclo alia a elevada eficiência inerente de um ciclo combinado à econômica proporcionada pelo uso de um combustível de menor preço, tal como carvão ou resíduos da indústria petroquímica. Todavia, as atuais usinas que operam no ciclo IGCC apresentam investimento inicial e de operação extremamente elevados, o que é em grande parte explicado pelo complexo sistema de enriquecimento e tratamento do gás de síntese.

Para a construção do modelo de ciclo IGCC com combustão externa (Anexo III) foi utilizado como base o modelo construído para o ciclo EFGT com gaseificação. A partir dele foi adicionado um ciclo Rankine tradicional em cascata, de modo a aproveitar o calor de alta qualidade rejeitado pelo

combustor externo após o trocador de calor e também pelo gás de exaustão da turbina. Esses gases de exaustão são misturados e então direcionados para a caldeira de recuperação e o superaquecedor do ciclo Rankine, como se pode observar na Fig. (26).

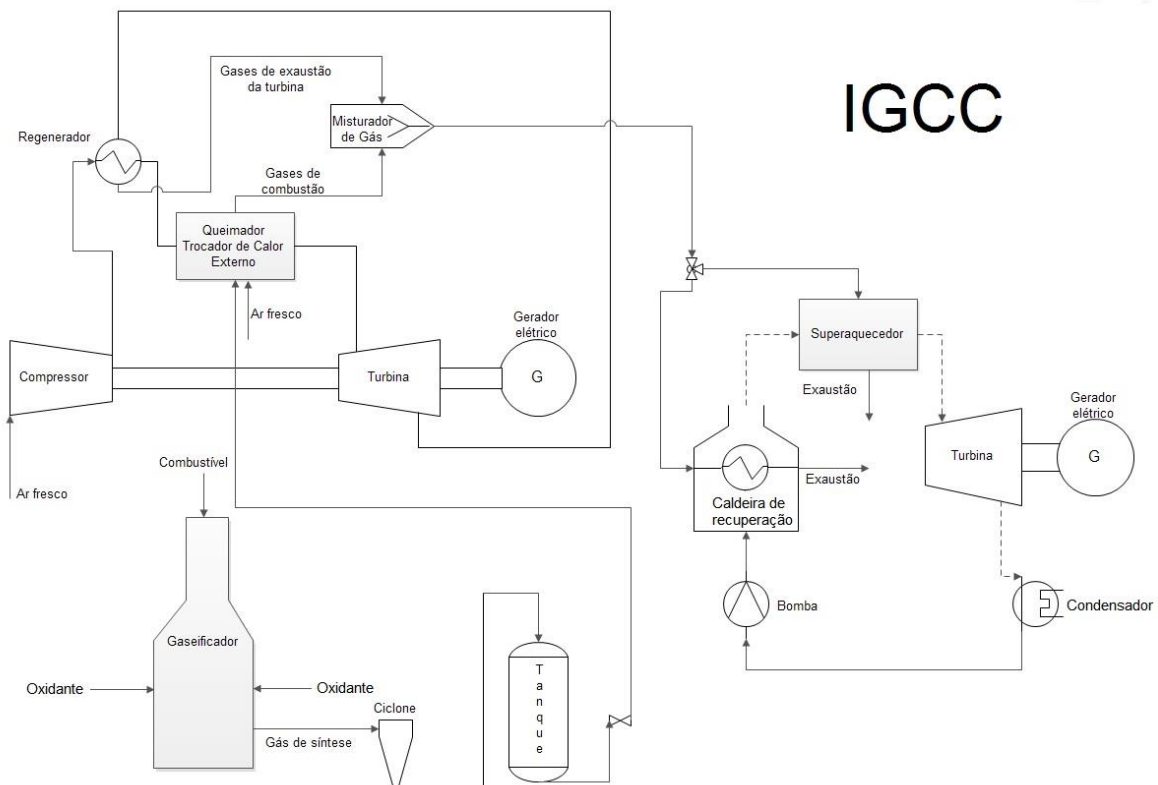


Figura 26 Diagrama da planta IGCC com combustão externa.

Conforme explicitado pelo diagrama em epígrafe, o combustível sólido é primeiramente gaseificado, sendo então direcionado para o combustor trocador de calor externo, o qual é responsável por efetuar a queima do gás e transferir sua energia sensível ao ar que flui no interior da turbina. Os produtos da combustão são então misturados ao ar quente rejeitado da turbina, os quais são encaminhados à caldeira de recuperação do ciclo Rankine, a qual é responsável por evaporar a água que movimenta o ciclo a vapor.

É importante notar que o aproveitamento de calor efetuado através da caldeira de recuperação não está limitado pela taxa de capacidade calorífica da água, e sim pelos gases de exaustão. Caso assim o fosse, o ciclo combinado seria inviável, uma vez que seria necessária uma quantidade de água superior à vazão do ciclo para efetuar a transferência do calor. A consideração é válida, pois um fluido em evaporação pode ter sua taxa de capacidade calorífica (Eq. 12) aproximada pelo infinito. Isto decorre da variação de temperatura durante o processo de evaporação ser admitida como zero. Como a taxa de calor transferida é uma quantidade finita, logo a taxa de capacidade calorífica, ou alternativamente o calor específico, tende a zero, conforme as Eq. (14) e (15).

$$\dot{Q} = C \times \Delta T ; \quad (14)$$

$$\lim_{\Delta T \rightarrow 0} \frac{\dot{Q}}{\Delta T} = \infty \quad (15)$$

Com a finalidade de investigar a viabilidade do modelo foram realizadas algumas modificações nos parâmetros dos ciclos envolvidos. De forma a refletir a realidade a planta foi simulada para geração de energia elétrica em maior escala do que as demais. Como a planta aproveita os gases de combustão liberados a alta temperatura, os parâmetros do ciclo Rankine foram completamente redefinidos, gerando um ciclo mais eficiente do que o utilizado anteriormente. As principais variáveis escolhidas para o ciclo encontram-se na Tab. (10). É importante notar que a razão de pressão na turbina foi elevada, de forma a maximizar a eficiência do ciclo a gás, gerando maior potência líquida.

Tabela 10 Parâmetros utilizados na modelagem do ciclo IGCC com combustão externa.

Dados da parte a gás (EFGT)	
Temperatura máxima no combustor	1300 K
Temperatura máxima na turbina	1100 K
Razão de pressão no ciclo EFGT	5:1
Eficiência isentrópica do compressor	75 %
Eficiência isentrópica da turbina	85 %
Efetividade do trocador de calor externo	80 %
Efetividade do regenerador da turbina	80 %
Eficiência do grupo gerador	95 %
Fluxo mássico de ar na turbina	1255 kg/s
Perda de pressão no trocador de calor externo	30 kPa
Perda de temperatura após o trocador de calor externo	10 K
Dados da parte a vapor (Rankine)	
Pressão máxima do ciclo	4.200 kPa
Pressão do condensador	33,76 kPa
Eficiência isentrópica da bomba	80 %
Eficiência isentrópica da turbina	85 %

Perda de pressão no superaquecedor	100 kPa
Perda de temperatura após o superaquecedor	15 K
Eficiência da caldeira	80 %
Eficiência do grupo gerador	95 %

4.5 CICLO ORC

O ciclo Rankine orgânico, como já explicado, é utilizado tipicamente para aplicações de baixa temperatura, sendo comumente empregado para produção de energia elétrica através de fontes geotermiais, solares e de calor residual. Neste modelo termodinâmico o ORC é utilizado para recuperação do calor rejeitado em uma planta a vapor. Para tanto, é necessário utilizar um fluido intermediário para transportar o calor de uma planta à outra.

Neste arranjo de trabalho o fluido intermediário é aquecido pela fonte quente através de um trocador de calor, como o condensador do ciclo Rankine neste caso. Após ser conduzido ao ORC, esse fluido então rejeita seu calor ao fluido de trabalho na caldeira de recuperação do ORC, conforme a Fig. (27). É desejável que esse fluido possua calor específico elevado para minimizar a sua vazão mássica, bem como ponto de ebulição superior à da fonte quente utilizada. Outros parâmetros como a viscosidade e resistência à degradação também são importantes para maximizar a troca de calor e prolongar a vida útil do fluido intermediário. Em geral, óleos térmicos de origem mineral atendem a essas exigências e são então empregados para esse fim.

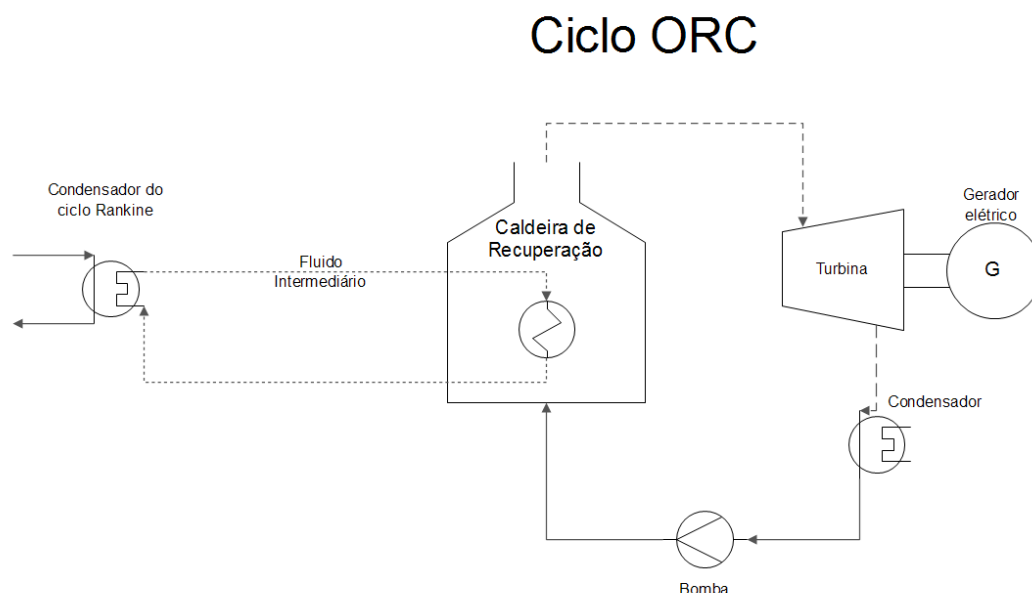


Figura 27 Diagrama da planta ORC.

O modelo termodinâmico do ORC (Anexo IV) foi construído a partir do modelo de ciclo Rankine apresentado no subcapítulo 4.3, sendo incorporado ao ciclo Rankine B em um modelo único. Em relação à transferência de calor entre o ciclo a vapor e o ORC foram considerados dois trocadores de calor (condensador do ciclo a vapor e evaporador da caldeira de recuperação do ORC), sendo a quantidade de calor transferida calculada segundo o método da efetividade NUT já adotado e explicado no subcapítulo 4.2.

De modo a viabilizar o uso do sistema ORC foram realizadas algumas modificações no ciclo a vapor original. O principal obstáculo para o uso do ORC residia na baixa temperatura de condensação do ciclo a vapor, que se encontrava abaixo do mínimo indicado para a operação do ORC. De modo a obter um ciclo mais adequado a temperatura de condensação foi elevada modificando-se os níveis de pressão e a eficiência isentrópica da turbina.

A temperatura máxima do ORC foi definida como a temperatura de condensação do ciclo Rankine menos a perda de temperatura experimentada pelo fluido intermediário. Para o fluido de trabalho foi adotado o R245fa, visto que possui temperatura crítica compatível com a faixa de trabalho escolhida, sendo um dos fluidos recomendados por Tchanke et al. (2011) na Tabela (2). Além disso, também apresenta boas características ambientais, sendo utilizado em sistemas experimentais e em modelos comerciais, como alguns das marcas *Turboden* e *Infinity Turbines*. Já os parâmetros principais adotados para a planta a vapor com ORC encontram-se na Tab. (11).

Tabela 11 Parâmetros utilizados na modelagem do ciclo ORC

Temperatura da fonte quente	383 K
Pressão máxima	1561 kPa
Calor rejeitado pelo ciclo a vapor	68.685 kW
Eficiência isentrópica da turbina	80 %
Efetividade dos trocadores de calor	80 %
Eficiência do grupo gerador	95 %
Fluido de trabalho	R245fa

5 ANÁLISE ECONÔMICA SIMPLIFICADA

Este capítulo tem por objetivo analisar do ponto de vista econômico as configurações de planta de potência apresentadas neste trabalho, utilizando como indicativo a relação custo benefício. É necessário esclarecer que, devido às simplificações e estimativas adotadas, a análise econômica é utilizada de forma meramente indicativa. Faz-se mister ressaltar que as plantas avaliadas são teóricas, não sendo possível realizar um estudo de caso. Por conseguinte, não é possível determinar os equipamentos e custos associados com precisão, justificando-se a adoção de uma metodologia simplificada.

Em razão das peculiaridades inerentes a cada configuração de planta, torna-se interessante avaliar individualmente cada uma delas, realizando aproximações e adaptações para facilitar a comparação com plantas convencionais utilizadas em situações semelhantes. Com vistas a permitir a integração com os modelos termodinâmicos já construídos, a análise econômica também foi conduzida através do programa computacional EES.

É comum à análise econômica de todas as plantas a metodologia utilizada, que visa à obtenção do custo benefício da energia elétrica gerada. Esse indicador foi escolhido de forma a facilitar comparações com plantas e projetos já existentes, sendo uma medida de fácil identificação e compreensão. Outros indicadores econômicos, como tempo de retorno do investimento, foram calculados, porém somente a título de curiosidade e verificação. A descrição mais detalhada da metodologia encontra-se a seguir.

5.1 METODOLOGIA

A metodologia utilizada apoia-se no trabalho de Carvalho (2002), o qual apresenta um método de avaliação de projetos de energia com ênfase no custo-benefício. O processo de avaliação consiste inicialmente na construção de um fluxo de caixa do projeto, o qual está exemplificado na Fig. (28) e considera as seguintes variáveis:

- CE - Custo do Equipamento
- CI - Custo de Instalação
- CM - Custo de Manutenção e Operação
- CC - Custo do Combustível
- R - Valor Residual do Investimento
- VS - Valor do Subproduto

- j – Taxa de Juros
- t_c - Tempo de Construção
- v - Vida Útil da Instalação

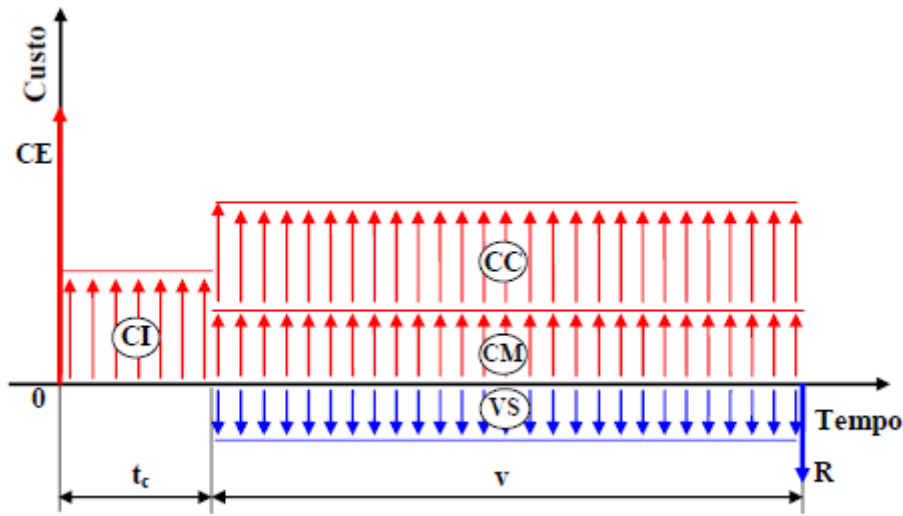


Figura 28 Fluxo de caixa de um projeto de energia. Fonte: Carvalho (2002)

De forma a facilitar a análise o fluxo de caixa pode ser separado em dois fluxos distintos: o fluxo de caixa 1, de custos distribuídos, composto pelos custos constantes ao longo da vida útil do projeto; o fluxo de caixa 2, de custos concentrados, composto pelo investimento inicial e pelo valor residual. O investimento inicial I é formado pelos custos do equipamento e de instalação, os quais são levados para o tempo zero considerando os juros j , conforme a Eq. (16).

$$I = CI \frac{(1+j)^{t_c}-1}{j} + CE(1+j)^{t_c} \quad (16)$$

O fluxo de caixa apresentado é suficiente para caracterizar o projeto analisado, porém torna difícil a sua comparação entre alternativas que apresentem diferentes valores de vida útil. De modo a resolver esse problema é preciso construir uma série uniforme de custos, a qual poderá ser avaliada em um tempo infinito. O fluxo de caixa 1, por ser constituído de custos uniformemente distribuídos ao longo da vida útil já é uma série uniforme. Já o fluxo de caixa 2 pode ser considerado como uma série de valores concentrados $I-R$ acrescida de um valor inicial I , conforme a Fig. (29).

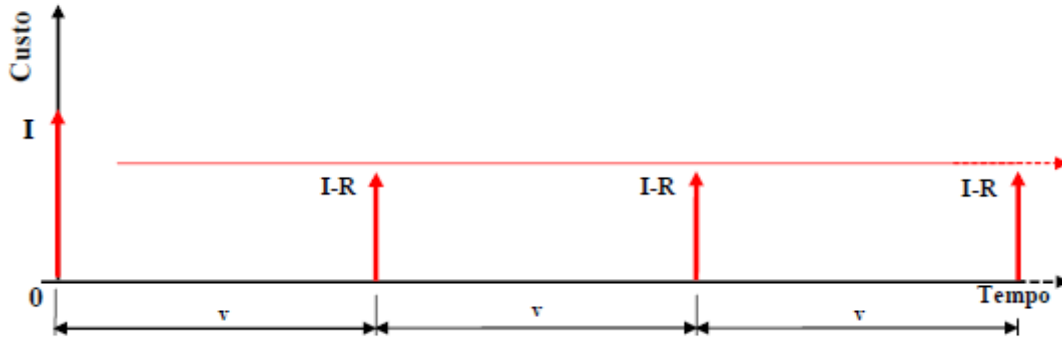


Figura 29 Fluxo de caixa 2. Fonte: Carvalho (2002)

Levando a série de n termos equivalente ao fluxo de caixa 2 para o tempo zero e somando ao investimento inicial I tem-se a Eq. (17). Levando o número de termos da série ao infinito obtém-se o CD_2 (Custo Distribuído 2), representado pela Eq. (18). Para finalmente encontrar o custo distribuído total é preciso somar ao CD_2 o CD_1 , formado pelo fluxo de caixa 1, resultando na Eq. (19).

$$F_2 = I + (I - R) \frac{1 - (1+j)^{-n}}{(1+j)^v - 1}; \quad (17)$$

$$CD_2 = I \times j + \frac{(I-R) \times j}{(1+j)^v - 1}; \quad (18)$$

$$CD = CC + CM - VS + I \times j + \frac{(I-R) \times j}{(1+j)^v - 1}; \quad (19)$$

Após a contabilização de todos os custos é necessário também expressar a produção anual de energia elétrica da planta. Essa medida pode ser obtida através da Eq. (20), que considera a potência instalada e o número efetivo de horas de funcionamento da planta. O Fator de Capacidade (FC) é a variável que expressa a porcentagem de utilização efetiva da planta, sendo de extrema importância para caracterizar o funcionamento contínuo ou intermitente da planta. Para fins de simplificação, foi adotado um FC de 0,8 para todas as plantas.

$$En = 8760 \times FC \times P_i \quad (20)$$

A razão entre o custo distribuído total e a geração de energia anual fornece a relação Custo/Benefício, indicador valioso na análise econômica. Este índice, apresentado na Eq. (21), representa o custo de cada unidade de energia elétrica produzida, o que pode ser utilizado para comparar diferentes configurações de planta de potência. Oferece ainda a possibilidade de comparação direta com as tarifas de energia elétrica praticados pelas distribuidoras e os valores de compra e venda estabelecidos no ACL.

$$CB = \frac{CD}{En} \quad (21)$$

De modo a simplificar e uniformizar as análises, o valor do subproduto foi igualado a zero e a mesma taxa de juros foi adotada para todas as configurações avaliadas. Como referência para a taxa juros foi utilizada a TJLP (Taxa de Juros de Longo Prazo) do BNDES (Banco Nacional do Desenvolvimento). Considerando que a TJLP é indexada à inflação e ainda depende de outros indicadores, variando trimestralmente, a taxa utilizada foi obtida através da média dos valores praticados entre os anos de 2006 e 2013.

Quanto aos valores expressos em moeda estrangeira (dólar americano ou euro), estes foram convertidos para valores em reais considerando a média das cotações comerciais praticadas entre os meses de janeiro e junho de 2013. Esses valores foram obtidos junto ao Banco Central do Brasil (BCB 2013) e encontram-se expressos na Tab. (12), a qual resume os parâmetros relevantes às análises.

Tabela 12 Parâmetros econômicos utilizados.

Parâmetro	Valor
Taxa de Juros	6,25 % a.a.
Câmbio Real/Dólar	2,0056 R\$/
Câmbio Real/Euro	2,6300 R\$/€

5.2 ESTIMATIVA DE CUSTOS

Quanto aos custos envolvidos na análise econômica, estes são separados em quatro categorias: equipamentos, instalação, O&M (operação e manutenção) e combustível. Em razão da diversidade de configurações de plantas analisadas e combustíveis utilizados não é possível obter todas as estimativas necessárias de apenas uma fonte, tornando necessária a reunião de informações de diversos institutos nacionais e internacionais. Ao longo de cada análise são mencionadas as fontes utilizadas para obtenção dos custos de equipamentos, instalação e O&M das plantas, enquanto os custos de combustível são comuns a todas as configurações analisadas.

Quanto aos combustíveis, é necessário definir tanto o poder calorífico inferior quanto o preço específico para o cálculo do custo do combustível. Quanto ao PCI, foram adotados os valores expressos no anexo E do Balanço Energético Nacional de 2007 (EPE 2007) para o diesel, gás natural e bagaço de cana. O PCI dos resíduos de madeira foi calculado como a média entre o PCI da casca e do cavaco de árvores do gênero pinus (ao qual pertencem as espécies de pinheiro) no trabalho apresentado por Candéo et al. (2012).

Quanto ao preço específico, para o óleo diesel foi adotada a média nacional do preço ao consumidor praticado entre os meses de janeiro e junho de 2013, informação obtida através do Sistema de Levantamento de Preços da Agência Nacional do Petróleo (ANP, 2013). O gás natural teve por base as tarifas da Companhia de Gás de São Paulo – COMGAS para o fornecimento de gás natural canalizado aos setores termelétrico e comercial, com vigência a partir de 31/05/2013 (COMGAS, 2013). O custo do bagaço de cana foi baseado na nota técnica EPE 67/2008-r4 (EPE 2008), a qual apresenta a análise de custos de uma usina termelétrica típica a vapor movida a bagaço de cana para fins de definição do preço inicial do 1º Leilão de Energia de Reserva 2008. O preço dos resíduos de madeira também foram apresentados por Candéo et al. (2012), em pesquisa de preços realizada entre produtores no estado do Paraná no ano de 2009.

É importante mencionar ainda que os preços dos combustíveis obtidos por fontes anteriores a 2013 tiveram seus valores corrigidos para o mês de maio de 2013. A correção foi realizada através do IGP-M (Índice Geral de Preços de Mercado), o qual é calculado pela Fundação Getúlio Vargas e utilizado como base, por exemplo, para o reajuste do preço da energia elétrica. Os valores foram acessados através do Sistema Gerenciador de Séries Temporais do Banco Central do Brasil (BCB 2013). Já os valores correspondentes a custos de equipamentos e O&M não sofreram alterações, pois estes tendem a decrescer com o tempo em razão do avanço tecnológico. As Tabelas (13) e (14) apresentam os valores utilizados.

Tabela 13 Poder calorífico inferior e custo específico dos combustíveis.

Combustível	Poder Calorífico Inferior	Custo Específico
Diesel	42287 kJ/kg	R\$ 2,312467/litro
Gás Natural (Termelétrica)	41.575 kJ/m ³	R\$ 0,89577/m ³
Gás Natural (Comércio)	41.575 kJ/m ³	Conforme Tabela 14
Bagaço de Cana¹	8.918 kJ/kg	R\$ 22,52/tonelada
Resíduos de Madeira²	11.849 kJ/kg	R\$ 76,24/tonelada

¹ Considerado o bagaço com 50% de umidade

² Valores médios para casca e cavaco de árvores do gênero pinus

Tabela 14 Tarifa do gás natural. Fonte: COMGAS (2013).

Consumo Mensal	Custo Fixo Mensal	Custo Variável
Até 50 m ³	R\$ 29,30	R\$ 3,907820/m ³
Entre 50,01 m ³ e 150 m ³	R\$ 47,60	R\$ 3,541593/m ³
Entre 150,01 m ³ e 500 m ³	R\$ 84,23	R\$ 3,298973/m ³
Entre 500,01 m ³ e 2.000 m ³	R\$ 192,26	R\$ 3,082840/m ³
Entre 2.000,01 m ³ e 3.500 m ³	R\$ 886,25	R\$ 2,735891/m ³
Entre 3.500,01 m ³ e 50.000 m ³	R\$ 3.323,53	R\$ 2,040056/m ³
Superior a 50.000 m ³	R\$ 8.816,94	R\$ 1,930188/m ³

Em relação aos custos de equipamentos importados, há a necessidade de considerar não somente a conversão cambial, como também a incidência de imposto de importação. A alíquota do imposto é fixada pela CAMEX (Câmara de Comércio Exterior), vinculada ao Ministério do Desenvolvimento, Indústria e Comércio Exterior; tem por base a TEC (Tarifa Externa Comum) aplicada pelos países integrantes do MERCOSUL e é definida especificamente para cada produto. Considerando que todos os principais equipamentos associados a plantas de potência (caldeiras, turbinas a vapor, redutores, geradores, dentre outros) estão enquadrados na alíquota de 14%, esta foi adotada como alíquota única para os bens de capital. A exceção fica por conta das turbinas a gás, que atualmente são isentas de imposto de importação.

5.3 MICRO TURBINA COM COMBUSTÃO EXTERNA

A análise econômica do ciclo EFGT baseia-se na planta já especificada no subcapítulo 4.2, tendo por base a micro turbina Turbec T100 dotada de um trocador de calor externo e um gaseificador para realizar a combustão externa. A avaliação do custo benefício da planta foi realizada levando em consideração a utilização de dois diferentes combustíveis: bagaço de cana e resíduos de madeira.

Ao observar um cenário potencial para inserção da micro turbina com combustão externa identifica-se sua aplicabilidade em localidades rurais não interligadas à rede elétrica. A partir dessa configuração de planta é possível a geração descentralizada de energia elétrica em baixa escala a partir de resíduos de biomassa oriundos de plantação ou extrativismo vegetal.

Com o fito de permitir uma análise comparativa foram escolhidas outras duas configurações de planta de potência compatíveis com os cenários mencionados: grupo gerador a óleo diesel; micro turbina a gás natural. O grupo gerador a óleo diesel apresenta-se como a opção mais frequente para geração de energia elétrica em baixa escala em localidades isoladas e também como alternativa de

segurança em caso de queda de energia em localidades urbanas. Já a micro turbina a gás natural possui uso mais difundido na Europa, principalmente em instalações CHP de pequeno porte.

5.3.1 Estimativa de Custos

As estimativas de custos para a micro turbina Turbec T100 são oriundas do relatório do projeto OMES (Optimized Microturbine Energy System) apresentado no 19º Congresso Mundial de Energia (Pedersen et al. 2004). No projeto foram avaliados dados de eficiência, emissões, custos, dentre outros, de 13 diferentes plantas instaladas por várias países da Europa utilizando uma ou mais micro turbinas Turbec T100. Para uso no presente trabalho foi adotada a média dos valores apresentados no relatório, os quais são originalmente expressos em euros.

Quanto ao gaseificador, há uma certa dificuldade em precisar seu custo, visto que é preciso tomar por base trabalhos que consideram escalas de produção diferentes. Há ainda a dificuldade relativa à descrição do equipamento, pois muitas vezes não há distinção entre os custos associados ao gaseificador e ao sistema de limpeza do gás. Assumindo como referência os trabalhos de Buchholz et al. (2012) e Wu et al. (2002), o custo do sistema gaseificador queimador varia entre 400 e 600 dólares por kW de potência elétrica instalada. Foi adotado então o valor intermediário considerando uma potência instalada de 100 kW.

Em relação ao trocador de calor externo, seu custo foi estimado com base no recuperador presente na micro turbina. A escolha é justificável pelo fato de ser o recuperador um trocador de calor compacto, de alta temperatura e alta efetividade, se aproximando bastante dos requisitos necessários para o trocador de calor externo. De acordo com Shah (2005) o recuperador de uma micro turbina responde por aproximadamente 25% de seu custo total. Levando em consideração que o trocador de calor externo deve ser maior e suportar temperaturas mais elevadas, não é absurdo estimar no presente caso que este represente um acréscimo de 40% no custo da micro turbina. A Tabela (15) apresenta todos os valores utilizados.

Tabela 15 Custos associados à micro turbina com combustão externa.

Micro turbina Turbec T100	R\$ 210.400
Instalação (construções e acessórios)	R\$ 105.200
Trocador de calor externo	R\$ 84.160
Gaseificador	R\$ 114.319
Investimento inicial	R\$ 518.232
O&M variável	R\$ 34,19/MWh
Vida útil	60.000 horas

Quanto ao grupo gerador a diesel, foram adotados os dados de desempenho do modelo Cummins C100D6 (CUMMINS 2011). Os custos de equipamento e instalação foram estimados através de editais recentes de prefeituras, tribunais e outros órgãos da administração pública para aquisição de grupos geradores de capacidade semelhante (FAB 2009; PMA 2012; PMG 2012; TJMA 2010) e para manutenção de grupos geradores em operação (TRE-RS 2012; TER-GO 2013), conforme apresentado na Tab. (16).

Tabela 16 Custos associados ao gerador a diesel.

Equipamento (grupo gerador a diesel)	R\$ 68.476
Instalação (construções e acessórios)	R\$ 35.822
Investimento inicial	R\$ 104.994
O&M fixo	R\$ 13.594/ano
Vida útil	60.000 horas

5.4 CICLO RANKINE COM GASEIFICAÇÃO

A análise econômica do ciclo Rankine com gaseificação baseia-se na planta B especificada no subcapítulo 4.3. Através dessa análise pretende-se averiguar a viabilidade econômica da substituição do sistema convencional de fornalha com caldeira por um sistema com gaseificador integrado. Considerando que essa modificação implica em acréscimo no investimento inicial, é necessário que outras variáveis sejam positivamente afetadas para que a adição da gaseificação mostre-se viável.

Diante desse cenário, é possível observar alguns parâmetros que são diretamente modificados pela substituição do combustível sólido por gás de síntese: vida útil dos trocadores de calor; custos de O&M; intervalo de manutenção. Em razão da diminuição da formação de depósitos particulados nos trocadores de calor o fator de incrustação tende a ser reduzido, prolongando a vida útil da instalação, reduzindo o tempo de interrupção para manutenção e os custos de O&M. Há que se considerar ainda a variação da eficiência do conjunto fornalha caldeira da planta a combustível sólido para o conjunto queimador caldeira da planta a gás.

Para investigar os efeitos da adição da gaseificação na relação custo benefício, foram construídos modelos de análise econômica para a planta B com gaseificação e para a planta equivalente sem gaseificação. Os parâmetros de desempenho adotados para cada planta são apresentados na Tab. (17), enquanto os custos são explicados na próxima seção.

Tabela 17 Parâmetros das plantas a vapor.

Planta	Planta Com Gaseificação	Planta Sem Gaseificação
---------------	--------------------------------	--------------------------------

Eficiência da caldeira	85 %	80 %
Fator de capacidade	0,9	0,8

5.4.1 Estimativa de Custos

A estimativa de custos para as plantas do ciclo vapor teve como base a nota técnica EPE 67/2008-r4, já mencionada anteriormente como fonte de cálculo do custo do bagaço de cana. A referida nota técnica fornece um valor médio de R\$ 2.438 R\$/kW para o custo total da planta, sendo 80% alocados para aquisição de equipamentos e 20% para instalação. São fornecidos ainda valores para os custos de O&M fixo e variável.

Em razão da dificuldade de precisar a redução dos custos de O&M acarretada pelo uso do gás de síntese, estes foram reduzidos preliminarmente em 1/3. Já os custos de equipamentos foram acrescidos em 25% para a planta com gaseificação. A Tabela (18) apresenta um resumo dos valores adotados para cada uma das plantas na análise.

Tabela 18 Custos associados às plantas a vapor.

Custos	Planta Com Gaseificação	Planta Sem Gaseificação
Equipamento	R\$ 53.636.000	R\$ 42.908.800
Instalação	R\$ 10.727.200	R\$ 10.727.200
O&M Fixo	R\$ 16,667/kW	R\$ 25,00/kW
O&M Variável	R\$ 4,00/MWh	R\$ 6,00/MWh
Vida útil	25 anos	20 anos

5.5 CICLO IGCC COM COMBUSTÃO EXTERNA

A análise econômica do ciclo IGCC com combustão externa foi realizada com base na configuração de apresentada no subcapítulo 4.4. Nessa análise é investigado o custo benefício dessa configuração alternativa, fator que pode ser utilizado para apontar a viabilidade de investimento em estudos para geração de energia elétrica em larga escala através do uso de biomassa gaseificada em um ciclo combinado.

Para a análise comparativa foi escolhida uma configuração de planta tipicamente utilizada para geração de energia em larga escala, o ciclo combinado a gás natural (NGCC). O funcionamento da planta NGCC é essencialmente o mesmo de uma planta IGCC tradicional, diferindo no uso do gás natural como combustível. Uma planta NGCC possui custos iniciais e de operação consideravelmente inferiores ao de plantas IGCC e de ciclo a vapor, contando, no entanto, com um custo elevado de

combustível. Para estimativas do consumo de gás natural da planta NGCC foi adotada uma eficiência elétrica de 50%.

Quanto ao uso do gás natural, especialmente no Brasil, é necessário considerar o seu custo elevado e incerteza de disponibilidade, principalmente por questões diplomáticas com os principais fornecedores do continente (Argentina e Bolívia). É possível destacar a existência da termelétrica de Uruguaiana, no interior do Rio Grande do Sul, capacidade instalada de 640 MW e operada pelo grupo AES. Em decorrência de problemas no fornecimento de gás natural, o qual era importado da Argentina, essa usina teve sua operação interrompida em abril de 2009, sendo parcialmente reativada somente em fevereiro de 2013.

5.5.1 Estimativa de Custos

Em razão da inexistência de plantas do ciclo IGCC no Brasil, as estimativas de custos foram obtidas junto ao Departamento de Energia dos Estados Unidos. Um relatório completo de custos associados à geração de eletricidade por diversas fontes, desde plantas a vapor até sistemas fotovoltaicos, é disponibilizado trimestralmente por esse órgão, sendo a versão mais recente datada de abril de 2013 (EIA 2013).

É importante observar que os custos apresentados para a planta IGCC por EIA (2013) consideram o uso de gaseificadores de leito embarcado, os quais são abastecidos com oxigênio puro (95%) provenientes de uma planta de separação de ar. Considerando que a planta modelada é substancialmente mais simples, não contando com unidade separadora de ar e sistema de lavagem de gases, os custos devem ser reduzidos para se adequarem à situação proposta.

Conforme já mencionado no subcapítulo 3.3, o sistema de tratamento do gás de síntese possui participação considerável nos custos de uma planta IGCC, chegando a responder por mais de 11% do total dispendido em equipamentos (Horazak et al. 2005). Já a unidade de separação de ar pode representar até 15% dos custos totais da planta segundo dados do departamento de energia dos Estados Unidos (NETL 2013). Para contabilizar tais economias, os custos de equipamentos e instalações foram reduzidos em 25%.

Quanto ao trocador de calor externo, foi mantido o acréscimo de 40% sobre o recuperador adotado para a planta EFGT. Considerando a estimativa de custos apresentada por Passolongo (2011) para uma usina IGCC, a turbina a gás responde por 12% dos custos totais de uma planta IGCC, o que representa então um acréscimo de 4,2% no custo total dos equipamentos devido ao trocador de calor externo.

Quanto aos custos de O&M, não foram encontradas fontes para embasar estimativas para a configuração de planta proposta. Considerando que a operação e manutenção de uma planta IGCC com combustão externa assemelham-se mais a uma planta NGCC do que à própria IGCC, foram utilizados como base os custos e O&M da NGCC, sendo acrescidos de 50%. Os custos da planta NGCC também foram obtidos do relatório EIA (2013), sendo apresentados na Tab. (19).

Tabela 19 Custos associados à plantas IGCC com combustão externa e NGCC.

Planta	IGCC combustão ext.	NGCC
Equipamento	R\$ 1.049.403.995	R\$ 391.637.290
Instalação	R\$ 1.013.297.371	R\$ 266.056.847
O&M Fixo	R\$ 46,24/kW	R\$ 30,83/kW
O&M Variável	R\$ 9,84/MWh	R\$ 6,56/MWh
Vida útil	25 anos	25 anos

5.6 CICLO ORC

A análise econômica do ciclo ORC é realizada com base na planta descrita no subcapítulo 4.5, objetivando obter uma estimativa do custo benefício do uso de módulos ORC na recuperação de energia de baixa temperatura. O custo específico associado ao um conjunto ORC é tipicamente elevado; todavia, há a vantagem de não implicar despesas adicionais com combustível, vez que utiliza o calor residual (considerado sem valor econômico) para geração de eletricidade.

Um projeto de modificação em uma planta a vapor é caracteristicamente realizado quando há a intenção de aumentar sua capacidade produtiva, o que é executado através da substituição de equipamentos por outros de maior capacidade ou ainda pela adição de uma nova unidade à planta. Há a possibilidade de realizar um *retrofit* na planta, ou seja: a troca de equipamentos por outros mais eficientes, diminuindo assim os custos de combustível (sem modificar a capacidade) e, possivelmente, de manutenção.

O investimento na instalação de um ORC permite aumentar, em pequena escala, a capacidade produtiva da planta sem acarretar em custos de operação significativos. Nesse cenário, análise econômica do ORC pode ser utilizada para determinar qual situação é mais viável: aumentar a receita com a venda de energia ou reduzir custos com a economia de combustível. Assim como qualquer outro projeto de modificação em uma planta, o ORC depende de vários fatores de ordem técnica, sendo necessário um estudo de caso detalhado para aferir a possibilidade de utilização em cada situação particular.

5.6.1 Estimativa de Custos

Para a estimativa de custos do ORC foi utilizado o artigo de Vescovo (2009), o qual apresenta de forma simplificada estimativas de custos de equipamento, instalação e operação de três projetos de plantas ORC da *Turboden* para recuperação de calor. Os custos foram adotados como a média dos valores apresentados para os diferentes projetos. É importante mencionar que a vida útil de um sistema ORC é compatível com a da planta (mais de 20 anos). Todavia, nesta análise foi utilizado o valor de

vida útil de 10 anos, por considerar que o ORC é instalado em uma planta já existente. Foi considerado ainda um valor residual de 30% para o equipamento após esse período.

Os custos referentes ao equipamento e de O&M seguiram o apresentado no artigo, sendo estimados com base na produção de energia elétrica. Considerando que todos os projetos apresentados por Vescovo (2009) operam com temperatura superior à considerada no modelo deste trabalho, a eficiência do ciclo modelado é inferior à dos projetos, sendo necessário utilizar instalações de maior escala para a operação do ORC proposto neste trabalho. Dessa forma, os custos das instalações foram calculados com relação à quantidade de calor reaproveitado. Os valores utilizados encontram-se resumidos na Tab. (20).

Tabela 20 Custos associados à planta ORC.

Equipamento (módulos ORC)	R\$ 12.309.580
Instalação	R\$ 34.706.308
O&M Fixo	R\$ 29,25/kW
Vida útil	10 anos

6 RESULTADOS

6.1 CICLO EFGT COM GASEIFICAÇÃO

A simulação do ciclo EFGT procurou replicar ao máximo a micro turbina utilizada como base, de modo a averiguar a viabilidade do emprego de uma micro turbina com combustão externa para a geração de energia elétrica em pequena escala. Não foram alterados os parâmetros fundamentais da turbina, sendo possível então comparar os resultados obtidos para a EFGT com gaseificação à micro turbina comercial. Os principais resultados encontram-se na Tab. (21).

Tabela 21 Resultados da planta EFGT com gaseificação.

Potência elétrica	75,34 kW
Potência gerada (turbina)	256,32 kW
Potência consumida (compressor)	172,56 kW
Eficiência térmica do ciclo a gás	27,61 %
Taxa de energia fornecida ao gaseificador	830,9 kW
Eficiência elétrica global	9,07 %

O dado que mais impressiona dentre os resultados é certamente a baixa eficiência global do ciclo. A primeira parte da explicação reside na eficiência do gaseificador, que por si própria é responsável em um decréscimo de 25% em relação ao rendimento global da micro turbina a gás. Todavia, não é possível atribuir a baixa eficiência somente ao rendimento do gaseificador. Na verdade a maior parte da energia produzida pelo gaseificador não chega a entrar no ciclo, pois é rejeitada no trocador de calor externo. A transferência de calor no trocador externo encontra-se limitada pela menor das taxas de capacidade calorífica envolvidas no processo de troca de calor entre os gases de combustão e o ar que circula na turbina.

A menor das taxas de capacidade calorífica calculadas é a dos gases de combustão, que possuem sua vazão mássica controlada pela taxa de calor requerida pela turbina para a condição de vazão mássica máxima. Deste modo, seria inútil aumentar o fornecimento de energia ao gaseificador para maximizar a taxa de capacidade calorífica dos gases, pois nenhum trabalho a mais seria extraído do ciclo, que está operando a 100% da carga.

Em decorrência da limitação de transferência de calor no trocador de calor externo e de sua efetividade, a potência líquida produzida pela turbina também é limitada, sendo inferior à obtida pela micro turbina comercial escolhida. Para maximizar a potência elétrica seria necessário aumentar a

vazão mássica de ar que circula na turbina, sendo acarretando um conjunto maior ou uma razão de pressão mais elevada.

6.1.1 Análise Econômica

Através da análise econômica do ciclo é possível verificar que há potencial para a o emprego da micro turbina com combustão externa como alternativa de geração de energia elétrica em baixa escala para localidades não interligadas à rede. Apesar do alto investimento inicial associado ao equipamento e da baixa eficiência, a drástica economia proporcionada pelo uso de biomassa como combustível torna a tecnologia atraente para uso contínuo.

Como se pode perceber da análise comparativa resumida na Tab. (22), a micro turbina com combustão externa possui o melhor custo benefício dentre as três alternativas apresentadas. O gerador a diesel, apesar de contar com baixo investimento inicial possui a desvantagem de utilizar combustível caro e com acentuada flutuação de preço, o que desfavorece o seu emprego em regime contínuo, como o considerado nesta análise. Já a relação custo benefício da micro turbina a gás natural varia bastante em razão da tarifa do gás. Para a tarifa aplicada ao setor de termelétricas a relação é interessante, porém torna-se desfavorável quando aplicadas as tarifas dos setores residencial, comercial ou até industrial (Tab. 24). No entanto, há o inconveniente da indisponibilidade de fornecimento de gás natural canalizado em localidades isoladas, o que torna inviável o seu uso.

Tabela 22 Análise comparativa entre plantas de pequena escala.

Planta	EFGT ¹	Gerador Diesel	Micro Turbina a Gás ²
Potência instalada	75,34 kW	90 kW	100 kW
Investimento	R\$ 518.232	R\$ 104.994	R\$ 317.737
Combustível (ano)	R\$ 52.933	R\$ 421.350	R\$ 516.597
Custo benefício	R\$ 278,73/MWh	R\$ 713,25/MWh	R\$ 837,19/MWh

¹ Combustível: bagaço de cana

² Tarifa do gás: segmento comercial

Na Tabela (23) pode-se observar o custo benefício da micro turbina com combustão externa para diferentes fontes de biomassa. Claramente o cenário mais favorável para seu emprego consiste no uso de bagaço de cana, combustível que somente possui oferta significativa no estado de São Paulo e em alguns estados do Nordeste. Todavia, o custo benefício dessa tecnologia também é competitivo para utilização de resíduos de madeira, o que amplia bastante o potencial mercado consumidor.

Tabela 23 Análise comparativa da micro turbina EFGT com diferentes combustíveis.

Combustível	Custo do Combustível (ano)	Relação Custo Benefício
Bagaço de cana	R\$ 52.933	R\$ 278,73/MWh
Resíduos de madeira	R\$ 134.908,00	R\$ 433,99/MWh

Tabela 24 Análise comparativa da micro turbina para diferentes tarifas do gás.

Tarifa	Custo do Combustível (ano)	Relação Custo Benefício
Termelétrica	R\$ 209.321	R\$ 398,73/MWh
Industrial	R\$ 470.129	R\$ 770,88/MWh
Comercial	R\$ 516.597	R\$ 837,19/MWh
Residencial	R\$ 722.476	R\$ 1.130,97/MWh

6.2 CICLO RANKINE COM GASEIFICAÇÃO

As plantas modeladas para análise do ciclo Rankine com gaseificação obtiveram resultados consideravelmente próximos às plantas a vapor convencionais. Não há neste caso limitações técnicas para a transferência do calor gerado na queima ao ciclo, como no caso do ciclo EFGT. Por esse motivo a eficiência das plantas assemelha-se bastante à de plantas equivalentes sem gaseificação. É importante levar em consideração ainda que no caso do ciclo a vapor a energia específica do gás quente que deixa o gaseificador foi utilizada para pré-aquecer a água antes que ela entre na caldeira, o que acarreta em eficiência global do gaseificador maior do que sua eficiência a frio.

Tabela 25 Resultados das plantas Rankine com gaseificação integrada.

Planta	Planta A	Planta B
Potência elétrica instalada	550 kW	22.000 kW
Eficiência térmica do ciclo	7,27 %	22,62 %
Fluxo mássico de vapor	1,97 kg/s	28,92 kg/s
Consumo de combustível	3.806 kg/h ¹	61.312 kg/h ²
Eficiência elétrica global ³	4,39 %	14,48 %

¹ Combustível: bagaço de cana

² Combustível: resíduos de madeira

³ Com base no PCI do combustível

Na Tabela (25) encontram-se os principais resultados obtidos. Quanto à planta A, seus dados de rendimento aproximam-se dos encontrados na planta original com queima direta de biomassa em

fornalha estudada por Mendes (2009). Parte da energia perdida na gaseificação da biomassa é compensada pelo uso do gás de síntese como combustível, de modo que foi possível supor o uso de uma caldeira com maior rendimento e menores perdas de temperatura. Em relação à planta B, a eficiência obtida é obviamente superior à encontrada na planta A, o que é justificável pela maior eficiência da turbina. Também contribuem para os melhores resultados os níveis de temperatura e pressão definidos na caldeira.

A julgar pelos resultados, a planta de potência com gaseificação difere da tradicional principalmente pelo maior consumo de combustível para uma mesma potência instalada. Apesar de ser possível empregar caldeiras com maior eficiência e aproveitar o calor sensível do gás previamente ao seu tratamento, a eficiência global da planta com gaseificação integrada é aproximadamente 10% inferior (Tab. 26). Esse resultado, no entanto, é muito sensível a qualquer variação nos parâmetros de desempenho dos equipamentos utilizados (caldeira, gaseificador, fornalha, etc.), sendo de fundamental importância a análise econômica para verificar sua viabilidade.

Tabela 26 Comparativo de resultados das plantas a vapor com e sem gaseificação.

Planta	Planta Com Gaseificação	Planta Sem Gaseificação
Potência elétrica instalada	22.000 kW	22.000 kW
Consumo de combustível¹	61.312 kg/h	54.890 kg/h
Eficiência elétrica²	14,48 %	16,18 %

¹ Combustível: bagaço de cana

² Com base no PCI do combustível

6.2.1 Análise Econômica

Através da análise econômica comparativa (Tab. 27) é possível verificar que a planta com gaseificação apresenta investimento inicial 20% superior e custo de combustível 25% mais elevado. É possível notar ainda que a relação custo benefício das plantas encontra-se muito próxima, sendo possível realizar uma análise de sensibilidade nos resultados para obter um ponto de equivalência entre essas. Primeiramente é apresentada uma análise relativa aos custos de O&M, seguida pela análise dos custos de combustível.

Tabela 27 Comparativo econômico das plantas a vapor com e sem gaseificação.

Planta	Planta Com Gaseificação	Planta Sem Gaseificação
Investimento inicial	R\$ 67.715.450	R\$ 56.317.800
Custo de combustível (ano)	R\$ 10.885.890	R\$ 8.662.786
Custo de O&M (ano)	R\$ 1.060.459	R\$ 1.475.056
Custo benefício	R\$ 99,66/MWh	R\$ 97,51/MWh

Para que a planta com gaseificação seja economicamente superior, é necessário que, mantendo os demais parâmetros constantes, o custo O&M variável seja inferior a R\$ 1,9/MWh. Considerando que esse valor representa uma redução do valor estimado em mais de 50%, é possível acreditar que, sob as condições e considerações adotadas, a planta a vapor com gaseificação é economicamente inviável.

Há casos nos quais a biomassa utilizada como combustível da planta de potência não é utilizável para outros fins, podendo ser considerada como desprovida de valor econômico. Nessa situação a relação custo benefício da planta é muito mais sensível aos custos de O&M, de modo que a planta com gaseificação pode se tornar mais atrativa. Esse não é um cenário meramente hipotético, pois algumas plantas operam com rejeitos de valor comercial nulo, ou quase nulo, como o licor negro, resíduo da obtenção da celulose.

A Figura (30) traz uma breve análise de sensibilidade da relação custo benefício das plantas em relação ao custo do combustível. É possível notar que à medida que o combustível torna-se mais barato a planta com gaseificação mostra-se mais competitiva, sendo que para preços inferiores a R\$ 15,00 por tonelada de combustível a planta com gaseificação possui melhor relação custo benefício.

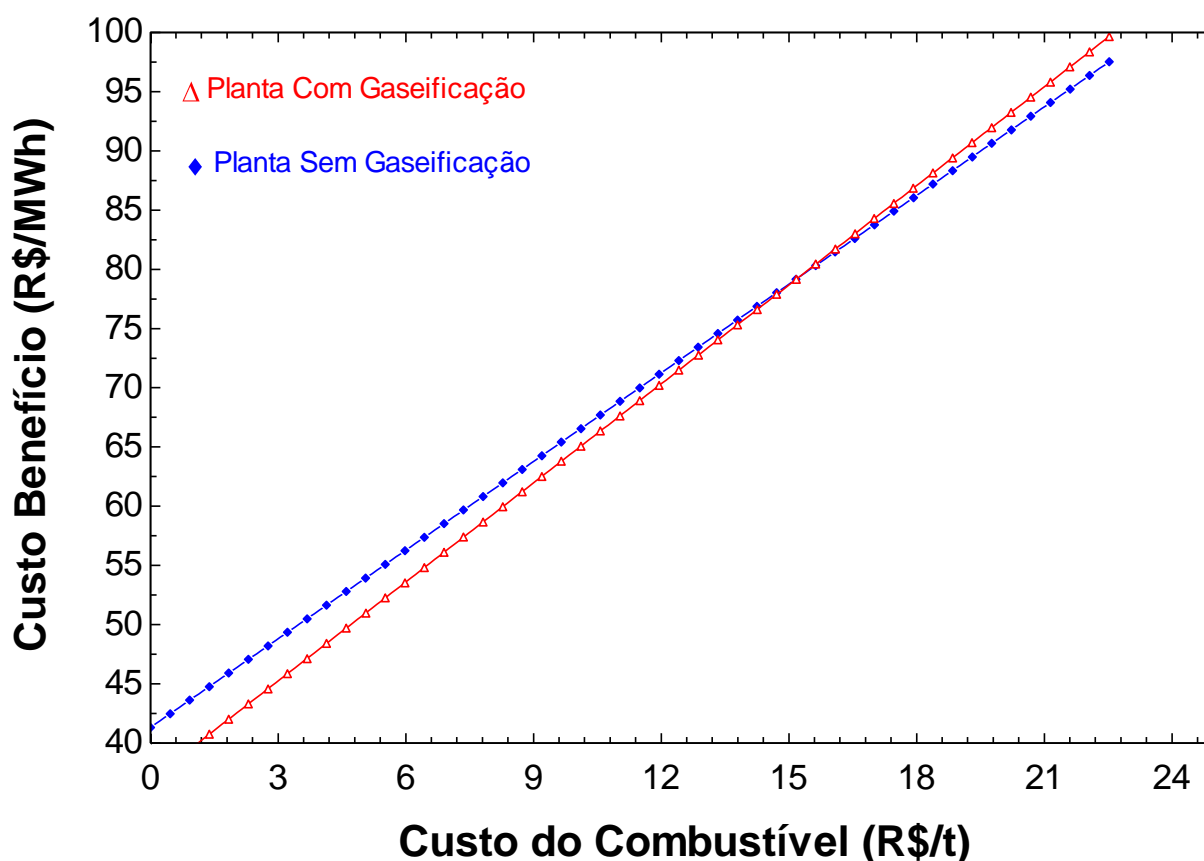


Figura 30 Análise de sensibilidade ao custo do combustível para plantas a vapor.

6.3 CICLO IGCC COM COMBUSTÃO EXTERNA

A modelagem do ciclo IGCC visa avaliar o desempenho de uma planta de maior escala, visto que o investimento necessário para a construção de uma usina de ciclo combinado não pode ser justificado para usinas de pequena escala. Equipamentos com maior eficiência e consequentemente mais caros tornam-se economicamente viáveis de acordo com o tamanho da planta. Os resultados obtidos são apresentados na Tab. (28).

Tabela 28 Resultados da planta IGCC com combustão externa.

Resultados da parte a gás (EFGT)	
Potência elétrica fornecida	141.015 kW
Temperatura dos gases de exaustão	694 K
Taxa de calor rejeitado para o ciclo Rankine	849.058 kW
Resultados da parte a vapor (Rankine)	
Temperatura máxima do ciclo	644 K
Fluxo mássico de vapor	265 kg/s
Potência elétrica fornecida	189.226 kW
Resultados globais da planta	
Potência elétrica total	330.241 kW
Eficiência elétrica global	26,38 %
Consumo de combustível	250.381 kg/h

Um dos dados mais interessantes apresentados reside na quantidade de energia elétrica gerada por cada parte da planta. Usualmente as turbinas a gás são responsáveis pela geração da maior parcela da energia elétrica de um ciclo combinado. Tal fato só não é verdadeiro quando uma parcela do combustível é utilizada para alimentar também as caldeiras, aumentando a produção de energia da parte a vapor do ciclo. No ciclo IGCC simulado a situação inverte-se, sendo as turbinas a vapor responsáveis pela geração da maior parcela da energia elétrica.

O papel preponderante das turbinas a vapor no ciclo modelado deve-se à maior eficiência do ciclo Rankine quando comparada à do ciclo EFGT. Por conta da grande rejeição de calor no trocador de calor externo do ciclo EFGT, o ciclo a vapor possui vasto potencial para aproveitar a energia que seria desperdiçada no ciclo simples.

Quanto à eficiência global da planta, pode-se dizer que se encontra dentro do esperado. A baixa eficiência do ciclo EFGT limita o aproveitamento do combustível produzido pela gaseificação, de modo que a planta apresenta eficiência elétrica correspondente a apenas metade da eficiência de uma planta ciclo combinado tradicional. Todavia, não é possível descartar sua viabilidade antes da análise econômica apresentada a seguir.

6.3.1 Análise Econômica

Assim como no ciclo EFGT, a análise econômica da planta IGCC com combustão externa apresenta resultados que contrastam com a baixa eficiência elétrica das plantas estudadas. A Tabela (29) apresenta os resultados da análise considerando o uso de bagaço de cana como combustível, bem como um comparativo com a planta de ciclo combinado a gás natural.

Tabela 29 Comparativo econômico das plantas IGCC com combustão externa e NGCC.

Planta	IGCC combustão ext.	NGCC
Investimento inicial	R\$ 3.274.604.557	R\$ 990.864.032
Custo de combustível (ano)	R\$ 44.454.626	R\$ 467.070.126
Custo de O&M (ano)	R\$ 40.883.069	R\$ 27.255.385
Custo benefício	R\$ 131,79/MWh	R\$ 219,85/MWh

Apesar do investimento inicial superior a três vezes o necessário para uma planta a gás natural do mesmo porte, a planta IGCC com combustão externa possui relação custo benefício muito mais interessante. Esse resultado é facilmente explicado ao observar o gasto com combustível extremamente elevado da planta NGCC, que em menos de 2 anos e 2 meses corresponde ao valor do investimento inicial da planta.

Todavia, o custo benefício calculado para a planta IGCC com combustão externa é muito elevado quando comparado a plantas a vapor alimentadas com biomassa, mesmo de menor escala, conforme resultados apresentados no subcapítulo 6.2.1. É possível concluir então que o alto investimento inicial demandado por uma planta IGCC, mesmo em uma configuração alternativa como a apresentada neste trabalho, faz com que a tecnologia não seja competitiva no Brasil, onde as plantas a vapor são economicamente viáveis.

É necessário notar ainda que os resultados foram obtidos utilizando um fator de capacidade elevado, o qual considera o uso das plantas durante 90% das horas do ano. Analisando o cenário nacional percebe-se que as termelétricas a gás natural aqui instaladas não seguem esse padrão de utilização, compondo basicamente a matriz energética como “energia de reserva”. Em termos simplificados, essas termelétricas são acionadas pelo Operador Nacional do Sistema quando os

reservatórios das usinas hidrelétricas atingem um nível crítico; sendo mantidas em operação pelo menor tempo necessário para garantir a o suprimento da demanda de eletricidade do país.

Considerando esse regime de utilização, um investimento inicial tão elevado quanto o calculado para uma planta IGCC com combustão externa pode se mostrar proibitivo também para sua inserção em leilões de energia de reserva; sendo preferível optar por opções com maior custo operacional e menor investimento inicial, como a planta NGCC. A Figura (31) traz uma análise de sensibilidade do custo benefício de ambas as configurações com relação ao fator de capacidade.

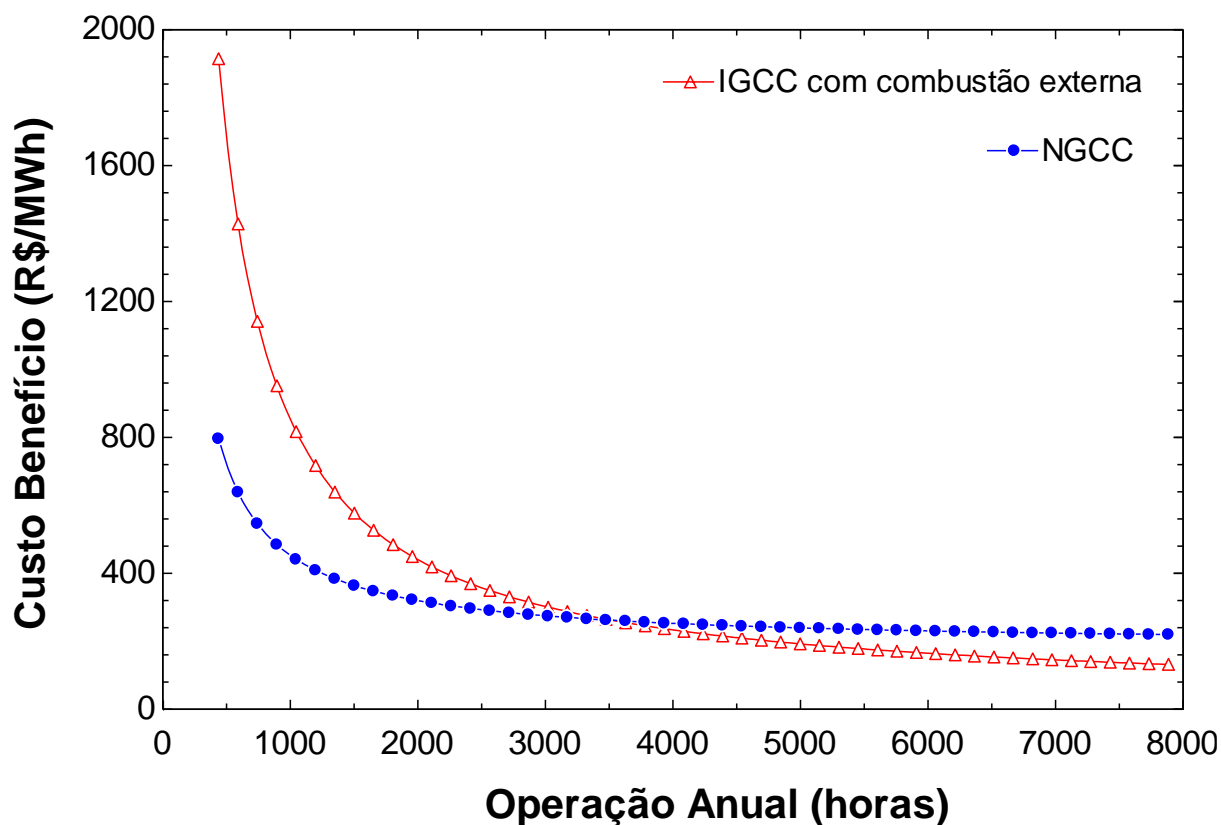


Figura 31 Análise de sensibilidade à operação anual para plantas IGCC e NGCC.

Como é possível verificar da análise de sensibilidade, a planta NGCC passa a ser economicamente mais interessante para valores de fator de capacidade inferiores a 0,4, ou seja, operação da planta por menos de 3500 horas anuais. Isso demonstra que, considerando os valores utilizados como base para as estimativas de custos, a planta IGCC com combustão externa não encontra aplicabilidade do ponto de vista econômico no Brasil.

6.4 CICLO ORC

A análise do ciclo ORC tem por função verificar a viabilidade de seu uso para expansão da capacidade de uma planta a vapor já existente. Para a situação apresentada o modelo, apesar de simplificado, apresentou resultados aceitáveis, porém pouco superiores aos encontrados na literatura. Para efeito de comparação do resultado obtido, a eficiência teórica máxima entre os limites de

temperatura utilizados é de aproximadamente 14%, enquanto a eficiência térmica do ciclo foi calculada em 8,6% (Tab. 30), ou seja, equivalente a 60% do rendimento teórico possível. Enquanto isso, os estudos utilizados como base para o trabalho apresentam valores de eficiência térmica próximos a 50% do máximo teórico.

Tabela 30 Resultados da planta ORC.

Potência elétrica do ORC	3.596 kW
Eficiência térmica do ciclo ORC	8,61 %
Eficiência elétrica global do ORC	5,24 %
Potência instalada da planta original	22.000 kW
Eficiência elétrica da planta original	13,66 %
Potência instalada da planta com ORC	25.596 kW
Eficiência elétrica da planta a vapor com ORC	15,89 %

É possível dizer que para os objetivos propostos o modelo construído foi de grande valia, entregando resultados que permitem obter uma noção da viabilidade da tecnologia. Caso fosse necessária a obtenção de resultados mais precisos seria necessário estabelecer trabalhar com um cenário mais bem definido, visto que há uma grande variação de desempenho do ciclo ORC em razão das condições disponíveis para sua operação.

Trabalhos dedicados especificamente ao estudo de ciclos ORC, como o desenvolvido por Quoilin (2011), fornecem modelos termodinâmicos mais completos e complexos. Esses modelos englobam o detalhamento específico de cada componente envolvido, requerendo para tanto uma quantidade muito maior de informações, sendo então mais adequado para guiar um trabalho experimental ou um estudo de caso.

Nota-se ainda dos resultados apresentados que o acréscimo na potência instalada da planta obtido através do ORC é pouco superior a 15%. Considerando o alto valor estimado para a instalação do módulo ORC, os resultados apontam para uma inviabilidade de sua aplicação, situação que é esclarecida a seguir.

6.4.1 Análise Econômica

Conforme os resultados apresentados na Tab. (31), é possível notar que o investimento inicial do sistema ORC considerado é extremamente elevado. Para fins de comparação, a planta a vapor analisada no subcapítulo 6.2.1, com configuração bem semelhante à planta na qual o ORC foi instalado, possui potência instalada 600% superior com um custo inicial apenas 40% maior.

Tabela 31 Resultados econômicos da planta ORC.

Investimento inicial	R\$ 47.785.237
Custo de combustível (ano)	0
Custo de O&M (ano)	R\$ 105.173
Custo benefício	R\$ 237,50/MWh

Os custos de instalação extremamente elevados do ciclo ORC podem ser explicados pela situação considerada. A quantidade de energia rejeitada no condensador é muito grande, porém a baixa temperatura, necessitando instalações desproporcionais à potência elétrica gerada.

A relação custo benefício apresentada, superando em 140% a relação custo benefício da planta a vapor considerada, não deixa dúvidas acerca da inviabilidade econômica do ciclo ORC nesta situação. O alto investimento inicial definitivamente não é compensando pela ausência de gastos com combustível. Já os custos de O&M pouco influenciam na relação, pois são muito inferiores ao investimento inicial para toda a vida útil da planta.

7 CONCLUSÕES

A partir dos modelos construídos foi possível obter uma visão geral do potencial de geração de energia elétrica a partir da gaseificação com tratamento mínimo do gás de síntese. Os cenários analisados permitiram levantar algumas conclusões acerca do emprego dessa tecnologia em diferentes escalas de geração de energia elétrica.

Primeiramente, o ciclo EFGT fornece uma possibilidade para geração de eletricidade em pequena escala, aplicável principalmente em localidades não integradas à rede. É possível concluir que a tecnologia aplicada no ciclo EFGT, ainda em desenvolvimento, é viável para obtenção de energia elétrica onde há ampla disponibilidade de combustível para gaseificação, pois sua eficiência é bastante reduzida.

Devido às perdas ocasionadas no trocador de calor, o ciclo EFGT não se mostra preliminarmente viável para operação em escalas maiores, nas quais maior eficiência energética é necessária. Pesa ainda contra esta tecnologia o desenvolvimento de trocadores de calor de alta temperatura, não sendo os atuais tecnicamente viáveis para operação na faixa de temperatura requerida pelo ciclo.

A análise econômica comparativa mostrou que o uso de uma micro turbina com combustão externa seria economicamente vantajosa em relação às duas alternativas hoje utilizadas nessa escala de potência: geradores a diesel e micro turbinas a gás natural. O alto investimento inicial associado a uma EFGT pode ser justificado pela economia proporcionada pelo uso de combustível sólido barato, como bagaço de cana ou resíduos de madeira, conforme demonstrado. É importante considerar ainda que foram utilizados valores idênticos para a vida útil de todos os equipamentos de pequeno porte (60.000 horas). Micro turbinas possuem, via de regra, vida útil superior a geradores a diesel, portanto uma análise mais específica, levando em consideração casos concretos, provavelmente indicaria custo benefício ainda mais favorável a ambas as alternativas baseadas em micro turbina.

A seguir foi possível analisar o potencial da gaseificação para geração de eletricidade em plantas de média escala. Nesse cenário foi escolhido o ciclo Rankine a vapor, amplamente difundido no país para extração de potência através da queima direta de biomassa. Os modelos apontaram que plantas a vapor com gaseificação apresentam menor eficiência elétrica e maior investimento inicial, o que deve ser compensado por uma redução proporcional nos custos de operação e manutenção.

Considerando de forma quantitativa os diversos benefícios agregados pelo uso de combustível gasoso nessas plantas, como a diminuição da manutenção e o aumento da vida útil, a análise resultou em valores de custo benefício bem semelhantes para plantas com e sem gaseificação. Foi constatada ainda a necessidade de uma redução significativa nos custos de O&M para que uma planta a vapor com gaseificação seja economicamente superior a uma planta a vapor com queima de biomassa sólida.

Quanto ao uso do ORC, é difícil precisar a sua adequação técnica, pois é necessária uma definição completa do cenário para sua utilização. Todavia, o trabalho apresentou resultados aproximados que podem ser considerados para uma análise mais geral do problema. Os resultados econômicos apontaram um custo de instalação extremamente elevado nas condições estudadas, desmotivando o uso dessa tecnologia. Seu emprego é, no entanto, visto com bons olhos para superar as atuais barreiras de eficiência energética, dependendo ainda de uma redução de custos proporcionada pelo desenvolvimento da tecnologia em maior escala.

Por último, o modelo de IGCC com combustão externa permitiu avaliar a perspectiva da gaseificação para geração de eletricidade em larga escala. Como já esperado da análise do ciclo EFGT, a eficiência elétrica do IGCC com combustão externa é consideravelmente inferior à de um ciclo combinado a gás natural. Devido à limitação imposta pela queima do gás de síntese de forma externa à turbina, o ciclo deixa de aproveitar grande parte da energia fornecida pelo gaseificador.

Todavia, a análise econômica demonstrou que, mesmo considerando seu elevado investimento inicial, o IGCC com combustão externa apresenta relação custo benefício mais vantajosa do que uma planta NGCC de mesmo porte. Essa situação, no entanto, só é válida quando considerado o funcionamento da planta em regime ininterrupto, se invertendo quando a planta for destinada à produção de “energia de reserva”.

No entanto, é prudente realizar um ressalva acerca da aplicação de tecnologias baseadas em gaseificação para produção de eletricidade em larga escala. Devido ao intenso consumo de combustível típico de operações em larga escala, o que é agravado pela menor eficiência de plantas a gaseificação, o fornecimento de insumos é crucial. Para garantir o suprimento de matéria orgânica, a planta deve estar localizada próxima a regiões produtoras de biomassa, tornando a produção e transporte da matéria orgânica minimamente confiáveis.

Finalmente, é necessário observar que as questões ambientais têm se tornado cada vez mais relevantes. A preocupação com o controle de emissões de poluentes é crescente, de modo que a legislação, principalmente dos países europeus, vem reduzindo gradativamente os limites toleráveis de poluição. Seguindo essa corrente, plantas de potência com altos índices de emissões, como as do ciclo vapor movidas a combustíveis fósseis, tendem a encontrar cada vez menos espaço na matriz energética, dando espaço a tecnologias que permitam reduzir emissões.

Plantas com gaseificação integrada mostram-se extremamente interessantes nesse contexto, pois permitem a captura de carbono no estágio de pré-combustão. Existem ainda mecanismos de incentivo econômico como o mercado de créditos de carbono, o qual já é importante para aumentar a lucratividade de empreendimentos que contribuem direta ou indiretamente para a redução das emissões de dióxido de carbono.

8 PROPOSTAS FUTURAS

Como sugestão para futuros trabalhos, é possível realizar análises de viabilidade técnica e econômica mais específicas, voltadas para apenas um tipo de configuração de planta. Dessa forma é possível construir modelos mais detalhados, obtendo resultados mais precisos. Há ainda a possibilidade de considerar o uso de outros combustíveis que não foram tratados neste trabalho, como licor negro e resíduos de lixo.

É possível ainda sugerir outras configurações alternativas de plantas a serem estudadas. Como opção ao EFGT, que ainda não é tecnicamente viável, pode ser estudado em detalhes o uso de motores de combustão interna com gás de síntese, esmiuçando os custos decorrentes do tratamento mínimo necessário ao gás e também aqueles associados às modificações necessárias nos motores e em sua manutenção. Por contar com investimento inicial reduzido, essa configuração de planta de potência pode ser uma excelente alternativa ao uso de geradores a diesel.

Quanto ao ORC, estudos podem ser realizados para que seja utilizado para aproveitamento de calor residual de temperatura mais elevada à considerada neste trabalho. Uma alternativa seria sua instalação em conjunto com sistemas fornalha caldeira mais antigos, que apresentam baixa eficiência, liberando alta quantidade de energia através dos gases de exaustão.

Outra possibilidade é o estudo de plantas combinadas ainda mais complexas, de forma a diluir os custos associados às tecnologias envolvidas. Pode-se pensar, por exemplo, na inserção de uma planta IGCC movida a bagaço de cana em uma indústria química produtora de álcool e biodiesel, de modo que praticamente todos os insumos necessários seriam produzidos e consumidos no local, mitigando custos de logística e reduzindo a dependência de outros setores.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANDREUCCETTI, M. T. (2010) Caracterização Do Licor Negro De Eucalipto Na Etapa De Evaporação E Correlação De Suas Propriedades. Dissertação de Mestrado em Engenharia Química. Universidade Estadual de Campinas, São Paulo, 2010. [Orientador: José Vicente Hallak d'Angelo]
- ANEEL (2008). Atlas de energia elétrica do Brasil. Agência Nacional de Energia Elétrica. 3ª ed. - Brasília: Aneel, 2008. 236 p. ISBN: 978-85-87491-10-7
- ANEEL (2011). Resolução Normativa n.º 427, de 22 de fevereiro de 2011. Publicada no Diário Oficial da União de 11 de março de 2011, seção 1, p. 36, v. 148, n. 48.
- ÁNGEL, J. D. M. (2009) Estudo Experimental do Conjunto Gaseificador de Biomassa em Reator Co-Corrente com Duplo Estágio de Fornecimento de Ar e Motor de Combustão Interna. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Itajubá, Minas Gerais, 2009. [Orientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora]
- ANP (2013). SLP - Sistema de Levantamento de Preços - Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. Disponível em: <http://www.anp.gov.br/preco> Acesso em 21/06/2013
- BADR, O., O'CALLAGHAN, P., PROBERT, S. (1985). Thermodynamic and Thermophysical Properties of Organic Working Fluids for Rankine-Cycle Engines. Applied Energy 1985;19:1–40.
- BADR, O., PROBERT, S., O'CALLAGHAN, P. (1985). Selecting a Working Fluid For a Rankine-Cycle Engine. Applied Energy 1985;21:1–42.
- BCB (2013). Taxas de Câmbio - Banco Central do Brasil. Disponível em: <http://www4.bcb.gov.br/pec/taxas/port/ptaxnpesq.asp?id=txcotacao> Acesso em 22/06/2013
- BCB (2013). SGS - Sistema Gerenciador de Séries Temporais - v2.1 - Banco Central do Brasil. Disponível em: <https://www3.bcb.gov.br/sgspub/> Acesso em 23/06/2013
- BORDENET, B. (2004) High Temperature Corrosion in Gas Turbines: Thermodynamic Modelling And Experimental Results. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica. Universidade Técnica de Aachen, Alemanha, 2004. [Orientador: Prof. Dr. Lorenz Singheiser]. Disponível em: http://darwin.bth.rwth-aachen.de/opus3/volltexte/2004/843/pdf/Bordenet_Bettina.pdf Acesso em 6/1/2013
- BUCHHOLZ, T. da SILVA, I., FURTADO, J. (2012). Power from wood gasifiers in Uganda: a 250 kW and 10 kW case study. Proceedings of the ICE - Energy, Volume 165, Issue 4, 01 November 2012 , pages 181 –196.
- BUGGE, J., KJÆR, S. (2006). High-Efficiency Coal-Fired Power Plants Development and Perspectives. Energy 2006, Pages 1437–1445
- CANDÉO, R. A., LOPES, C. de F. P., BITTENCOURT, J. V. M., KOVALESKI, J. L. (2012). Classificação energética dos resíduos de madeira de Pinus utilizados para a geração de energia calorífica em função do poder calorífico e teor de umidade. 2º Congresso Brasileiro de Engenharia de Produção. Ponta Grossa – PR, 28 a 30 de novembro de 2012.

- CARRARA, S. (2010) Small-Scale Biomass Power Generation. Tese de Doutorado em Energia e Tecnologia Ambiental. Universidade de Bergamo, Itália, 2010. [Orientador: Prof. Antonio Perdicchizzi]
- CARVALHO, M. O. M. (2002) Avaliação Econômica de Projetos de Energia: Análise Custo-Benefício.
- CAMEX (2013). Tarifa Externa Comum – TEC. Câmara de Comércio Exterior - Ministério do Desenvolvimento, Indústria e Comércio Exterior. Disponível em: http://www.mdic.gov.br/arquivos/dwnl_1366738156.xls Acesso em 20/06/2013
- ÇENGEL, Y. A., BOLES, M. A. (2006) Termodinâmica - 5ª Edição. São Paulo, Mcgraw-Hill, 2006.
- CHEN, H., GOSWAMI, Y., STEFANAKOS, E. (2010) A Review of Thermodynamic Cycles and Working Fluids for the Conversion of Low-Grade Heat. Renewable and Sustainable Energy Reviews Volume 14, Issue 9, December 2010, Pages 3059-3067.
- COMGAS (2013). Tarifas do Gás Natural Canalizado Para o Segmento de Termoeletricas - Companhia de Gás de São Paulo. Disponível em: <http://www.comgas.com.br/tarifas.asp> Acesso em 21/06/2013
- CUMMINS (2011). Catálogo de Especificações Técnicas do Grupo Gerador Acionado por Motor Diesel C100D6. Guarulhos – SP, Agosto de 2011.
- DAMINABO, F. F. O. (2009) - A Novel 2kWe Biomass-Organic Rankine Cycle Micro Cogeneration System. Tese de PhD. Universidade de Nottingham, Reino Unido, 2009. [Orientadores: Riffat, S.B. e Zhao, X.]
- EIA (2013). Updated Capital Cost Estimates for Utility Scale Electricity Generating Plants. Departamento de Energia dos Estados Unidos. Washington, DC, EUA. Disponível em: http://www.eia.gov/forecasts/capitalcost/pdf/updated_capcost.pdf Acesso em 20/06/2013
- EPE (2007). Balanço Energético Nacional 2007 Ano Base 2006. Empresa de Pesquisa Energética. Rio de Janeiro – RJ, 2007.
- EPE (2008). Nota Técnica EPE 67/2008-r4. Empresa de Pesquisa Energética. Rio de Janeiro – RJ, 15 de julho de 2008. Disponível em: [http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/editais_geracao/documentos/Anexo%2011%20-%20Apendice%202%20EPE-DEE-DEN-067_2008-r4%20\(24-7\).pdf](http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/editais_geracao/documentos/Anexo%2011%20-%20Apendice%202%20EPE-DEE-DEN-067_2008-r4%20(24-7).pdf) Acesso em 23/06/2013
- FAB (2009). Pregão Eletrônico n.º 38/GAP-BR/2009. Brasília – DF, 20 de novembro de 2009.
- GUERRA, V. G. (2009). Investigação Do Efeito Da Injeção De Líquidos Por Orifícios Múltiplos Na Formação De Gotas Em Um Lavador Venturi. Tese de Doutorado em Engenharia Química, Universidade Federal de São Carlos, São Paulo, 2009. [Orientador: José Renato Coury]
- HADA, S., TSUKAGOSHI, K., MASADA, J., ITO, E. (2012) Test Results of the World's First 1,600oc J-Series Gas Turbine. Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 49 No. 1 (March 2012)
- HORAZAK, D. A., NEWBY, R. A., SMELTZER, E. E., SLIMANE, R. B., BUSH, P. V., ADERHOLD JR., J. L. A., BRYAN, B. G. (2005) Novel Gas Cleaning/Conditioning for Integrated Gasification Combined Cycle Volume I – Conceptual Commercial Evaluation. December 2005. Disponível em: <http://www.netl.doe.gov/technologies/coalpower/gasification/pubs/pdf/40674VOL1.pdf> Acesso em 5/2/2013

- HOFFMANN, B. S. (2010) O Ciclo Combinado com Gaseificação Integrada e a Captura De Co₂: Uma Solução para Mitigar as Emissões de Co₂ em Termelétricas a Carvão em Larga Escala no Curto Prazo? Dissertação de Mestrado em Ciências em Planejamento Energético. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2010. [Orientador: Alexandre Salem Szklo]
- KAUTZ, M., HANSEN, U. (2007) The Externally-Fired Gas turbine (Efgt-Cycle) For Decentralized Use Of Biomass, *Applied Energy*, 84, P 795-805, 2007.
- MAAGH, P., FISCHER, W. (2011) Irsching 4 – A milestone in power plant technology. VGB Kongress "Kraftwerke 2011" Bern, September 21 - 23, 2011. Disponível em: http://www.vgb.org/en/hv_11_praesentationen-dfid-39895.html Acesso em 5/2/2013.
- MENDES, M. DO E. S. DOS S. (2009) Metodologia para Análise Exergética-Econômica de Plantas A Vapor para Geração de Eletricidade Consumindo Resíduo de Biomassa Amazônica. Dissertação de Mestrado de Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Pará. Belém – Pará, 2009. [Orientador: Prof. Dr. Manoel Fernandes Martins Nogueira]
- MONTEIRO, D. B. (2011) Trocadores de Calor Cerâmicos para Aplicações Envolvendo Altas Temperaturas: Um Estudo Numérico Através de Simulação Com Dinâmica dos Fluidos Computacional. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo, São Paulo, 2011.
- NETL (2013). Gasifipedia: Supporting Technologies., Air Separation. U.S. Department of Energy. Disponível em: http://www.netl.doe.gov/technologies/coalpower/gasification/gasifipedia/5-support/5-2_airseparation.html Acesso em 05/07/2013.
- OBERNBERGER, I., THEK, G. (2008) Combustion and Gasification of Solid Biomass for Heat and Power Production in Europe. State-Of-The-Art and Relevant Future Developments. Proceedings of The 8th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers. April 2008, Vilamoura, Portugal.
- PAPADOPOULOS, A. I., STIJEPOVIC M, LINKE P. (2010) On the Systematic Design and Selection of Optimal Working Fluids for Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering* 2010;30:760–9.
- PASSOLONGO, R. (2011). Avaliação Termodinâmica, Termoeconômica E Econômica Da Integração De Sistemas De Gaseificação Da Biomassa Em Uma Usina Sucroalcooleira. Dissertação de Mestrado de Engenharia Mecânica. Universidade Estadual Paulista. Ilha Solteira – SP, 2011. [Orientador: Prof. Dr. Ricardo Alan Verdú Ramos]
- PEDERSEN, A. H., HANSEN, J. E., RIIKONEN, A., NOREN, C., KARLSSON G., VELAND, B. J., FOCK, F., MOSBECH, H., DE WIT, J. (2004) Operational Experiences From Micro-Turbine Energy Systems. "The Omes Project" 19th World Energy Congress, Sydney, Australia, 5-9 de Setembro de 2004.
- PMA (2012). Tomada de Preços n.º 5/2012. Araucária – SP, 26 de março de 2012.
- PMG (2012). Edital Preção Eletrônico n.º 30/2012. Guaratuba – PR, 10 de setembro de 2012.
- QIU, G. (2012) Selection of working fluids for micro-CHP systems with ORC, *Renewable Energy*, Volume 48, December 2012, Pages 565-570
- QUOILIN, S. (2011) Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications. Tese de Doutorado em Ciências Aplicadas. Universidade de Liège, Bélgica, 2011. [Orientador: Vincent Lemort]

- ROMÃO JR., R. A. (2009) Análise da Viabilidade do Aproveitamento da Palha da Cana de Açúcar para Cogeração de Energia numa Usina Sucroalcooleira. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, São Paulo, 2009. [Orientador: Ricardo Alan Verdú Ramos]
- SANCHEZ, M. G. P. (2003) Alternativas De Cogeração Na Indústria Sucro-Alcooleira, Estudo De Caso. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas, São Paulo, 2003. [Orientador: Silvia Azucena Nebra]
- SHAH, R.K. (2005). Compact Heat Exchangers for Microturbines. In Micro Gas Turbines (pp. 2-1 – 2-18). Educational Notes. RTO-EN-AVT-131, Paper 2. Neuilly-sur-Seine, France: RTO. Disponível em: <http://www.rto.nato.int/abstracts.asp> Acesso em 24/06/2013.
- SIGEL (2012). Sistema de Informações Georreferenciadas do Setor Elétrico. ANEEL. Disponível em: <http://sigel.aneel.gov.br/> Acesso em 6/1/2013.
- SORDI, A., SILVA, E. P. DA, LOBKOV, D. D., MARIN NETO, A. J., LOPES, D. G. (2006) Gaseificação de Biomassa e Célula a Combustível: Sistema com Célula Tipo Pemfc. Encontro de Energia no Meio Rural, Campinas, SP, V. 6, 2006.
- STIP (1988). Solar Technical Information Program. Energy Research Institute - U.S. Department Of Energy. Handbook of Biomass Downdraft Gasifier Engine Systems. SERIISP-271-3022 DE88001135 March 1988. Disponível em: www.nrel.gov/docs/legosti/old/3022.pdf Acesso em 10/12/2012.
- TCHANKE, B. F., LAMBRINOS, G., FRANGOUDAKIS, A., PAPADAKIS, G. (2011) Renewable And Sustainable Energy Reviews, Volume 15, Issue 8, October 2011, Pages 3963-3979
- THEK, G., BRUNNER, T., OBERNBERGER, I. (2010) Externally With Biomass And Internally With Natural Gas Fired Micro Gas Turbinas. Proceedings Of The 18th European Biomass Conference & Exhibition, Mai 2010, Lyon, France.
- TJMA (2011). Edital de Licitação Modalidade Concorrência n.º 20/2011. São Luís – MA, 8 de junho de 2011.
- TRE-GO (2013). Edital do Pregão Eletrônico n.º 3/2013. Goiânia – GO, 7 de janeiro de 2013.
- TRE-RS (2012). Pregão Eletrônico n.º 35/2012. Porto Alegre – RS, Agosto de 2012.
- TURBEC (2009). T100 microturbine system. Technical description D 14127-03 version 3 09/12/29, 2009. Disponível em: http://www.newenco.co.uk/file_upload/T100%20Detailed%20Specifications.pdf Acesso em 10/12/2012.
- VESCOVO, R. (2009). ORC Recovering Industrial Heat. Cogeneration and On-Site Power Production Magazine. Março a Abril de 2009 p. 53-57.
- WALI E. (1980). Optimum Working Fluids For Solar Powered Rankine Cycle Cooling Of Buildings. Solar Energy 1980;25:235–41.
- WU, C. Z., HUANG, H., ZHENG, S. P., YIN, X. L. (2002). An Economic Analysis of Biomass Gasification and Power Generation in China. Bioresource Technology 83 (2002) p. 65-70.
- YIN, C., ROSENDAHL, L. A., KÆR, S. K. (2008) Grate-Firing Of Biomass For Heat And Power Production. Progress In Energy And Combustion Science, Volume 34, Issue 6, December 2008, Pages 725-754

ANEXOS

		Pág.
Anexo I	Código fonte e resultados do modelo de ciclo EFGT com gaseificação integrada	81
Anexo II	Código fonte e resultados do modelo de ciclo Rankine com gaseificação integrada	86
Anexo III	Código fonte e resultados do modelo de ciclo IGCC com combustão externa	91
Anexo IV	Código fonte do modelo de ciclo Rankine com ORC	100

ANEXO I: Código fonte e resultados do modelo de ciclo EFGT com gaseificação integrada

```
$UnitSystem Si kPa K kJ kg s Degrees
"Fluido de trabalho"
Fluid$ = 'Air_ha'
"Temperatura máxima no combustor trocador de calor externo"
T_max = 1300 [K]
"Temperatura ambiente"
T_amb = 300 [K]
"Temperatura máxima do ciclo"
T_ciclo = 1100 [K]
"Pressão de admissão do ar"
P_in = 100 [kPa]
"Pressão de rejeição do ar"
P_out = 100 [kPa]
"Modelagem do Gaseificador"
"Condições padrão ISO"
T = 293,15 [K]
P = 101,325 [kPa]
"Composição do gás de síntese"
T_out_gasifier = 900 [K]
CO2 = 0,16
v_CO2= Volume(CarbonDioxide;T=T;P=P)
cp_CO2 = Cp(CarbonDioxide;T=T_out_gasifier;P=P)
N2 = 0,46
v_N2= Volume(Nitrogen;T=T;P=P)
cp_N2 = Cp(Nitrogen;T=T_out_gasifier;P=P)
CO = 0,22
v_CO= Volume(CarbonMonoxide;T=T;P=P)
cp_CO = Cp(CarbonMonoxide;T=T_out_gasifier;P=P)
CH4 = 0,1
v_CH4= Volume(Methane;T=T;P=P)
H2 = 0,15
v_H2= Volume(Hydrogen;T=T;P=P)
"Volume específico do gás em condições padrão"
v_gas= (v_CO2*CO2 + v_N2*N2 + v_CO*CO + v_CH4*CH4 +v_H2*H2)
"Eficiência do gaseificador - 75%"
eta_gasifier = 0,75
Q_dot_out_gasifier = eta_gasifier*Q_dot_in_gasifier
"Poder calorífico inferior do gás em base volumétrica"
PCI_gas = 4600 [kJ/m^3]
"Fluxo mássico do gás"
m_dot_gas = v_dot_gas/v_gas
"Potência de saída do gaseificador"
Q_dot_out_gasifier = PCI_gas*v_dot_gas
"Poder calorífico inferior do combustível"
PCI_fuel = 18000 [kJ/kg]
"Potência de entrada do gaseificador"
Q_dot_in_gasifier = PCI_fuel*m_dot_fuel
"Fornecimento total de combustível"
Fuel = (m_dot_fuel)*convert(kg/s;kg/h)
"Produção de gás"
Gas = (v_dot_gas)*convert(m^3/s;l/s)
"Modelagem do combustor externo"
h_ar_amb = enthalpy(Fluid$;T=T_amb;P=P_in)
h_ar_comb = enthalpy(Fluid$;T=T_max;P=P_in)
Q_dot_max_trocado = m_dot_ar_comb*(h_ar_comb-h_ar_amb)
Q_dot_max_trocado = Q_dot_out_gasifier
Epsilon_combustor = 0,98
Q_dot_comb = Epsilon_combustor*Q_dot_max_trocado
"Método NTU"
"Considerando que o gás de síntese é queimado com muito excesso de ar para maximizar a troca de calor possível, seu Cp é aproximado pelo Cp do ar"
m_dot_combustor = m_dot_gas+m_dot_ar_comb
```

```

Cp_combustor = (Cp(Fluid$,P=P_in;T=T_max)+Cp(Fluid$,P=P_in;T=T[5]))/2
Cp_air = (Cp(Fluid$,P=P_in;T=T[5])+Cp(Fluid$,P=P_in;T=T[1]))/2
C_combustor = Cp_combustor*m_dot_combustor
C_air = Cp_air*m_dot_air
"Taxa de calor possível de ser fornecida"
Q_dot_fornecido_air = C_air*(T_max-T[5])
Q_dot_fornecido_comb = C_combustor*(T_max-T[5])
"Taxa de calor real possível de ser fornecida"
Epsilon_he = 0,8
Q_dot_min=min(Q_dot_fornecido_air;Q_dot_fornecido_comb)
Q_dot_fornecido_real=Epsilon_he*Q_dot_min
Q_dot_fornecido_real = Q_dot_in
"Modelagem do ciclo EFGT"
"Fluxo mássico máximo"
m_dot_air = 0,8 [kg/s]
"Eficiência isentrópica da turbina"
eta_iso_turbine = 0,85
"Eficiência isentrópica do compressor"
eta_iso_comp = 0,75
"Eficiência combinada do grupo gerador"
eta_generator = 0,9
"Perda de temperatura no trocador de calor"
DELTAT_he = 10 [K]
"Queda de pressão no trocador de calor"
DELTAP_he = 30 [kPa]
"Razão de pressão"
r_p = 4,5
"Admissão de ar fresco no compressor"
P[1] = P_in
T[1] = T_amb
h[1] = enthalpy(Fluid$,T=T[1];P=P[1])
s[1] = entropy(Fluid$,T=T[1];P=P[1])
"Compressão isentrópica"
P_iso[2] = P[1]*r_p
s_iso[2] = s[1]
T_iso[2] = Temperature(Fluid$,P=P_iso[2];s=s_iso[2])
h_iso[2] = enthalpy(Fluid$,P=P_iso[2];s=s_iso[2])
"Ar comprimido real - Entrada no regenerador"
P[2] = P_iso[2]
h[2] = h[1] + w_c
s[2] = entropy(Fluid$,P=P[2];h=h[2])
T[2] = Temperature(Fluid$,P=P[2];h=h[2])
"Saída do regenerador - Entrada no trocador de calor externo"
P[5] = P[2]
h[5] = h[2] + q_regenerado
T[5] = Temperature(Fluid$,P=P[5];h=h[5])
s[5] = entropy(Fluid$,P=P[5];h=h[5])
"Saída do trocador de calor com perdas para cálculo da potência - Entrada na turbina"
P[3] = P[2] - DELTAP_he
T[3] = T_ciclo - DELTAT_he
h[3] = enthalpy(Fluid$,P=P[3];T=T[3])
s[3] = entropy(Fluid$,P=P[3];T=T[3])
"Saída do trocador sem perdas - Para cálculo do calor requerido"
P_ideal[3] = P[2]
T_ideal[3] = T_ciclo
h_ideal[3] = enthalpy(Fluid$,P=P_ideal[3];T=T_ideal[3])
s_ideal[3] = entropy(Fluid$,P=P_ideal[3];T=T_ideal[3])
"Expansão isentrópica"
s_iso[4] = s[3]
P_iso[4] = P_out
T_iso[4] = Temperature(Fluid$,s=s_iso[4];P=P_iso[4])
h_iso[4] = enthalpy(Fluid$,s=s_iso[4];P=P_iso[4])
"Saída da turbina real - Entrada no regenerador"
h[4] = h[3] - w_t
P[4] = P_iso[4]
T[4] = Temperature(Fluid$,h=h[4];P=P[4])
s[4] = entropy(Fluid$,h=h[4];P=P[4])
"Saída do regenerador - Exaustão"

```

```

h[6] = h[4] - q_regenerationo
P[6] = P[4]
T[6] = Temperature(Fluid$, P=P[6]; h=h[6])
s[6] = entropy(Fluid$, P=P[6]; h=h[6])
"Ponto fictício do combustor"
P[7] = P_in
T[7] = T_max
h[7] = enthalpy(Fluid$, T=T[7]; P=P[7])
s[7] = entropy(Fluid$, T=T[7]; P=P[7])
"Inserindo a regeneração"
q_regenerationo_max = h[4] - h[2]
Epsilon_regenerador = 0,85
q_regenerationo = Epsilon_regenerador * q_regenerationo_max
Q_dot_regenerationo = q_regenerationo * m_dot_air
"Potência específica do compressor"
w_c_iso = h_iso[2] - h[1]
w_c = w_c_iso / eta_iso_comp
"Potência específica da turbina"
w_t_iso = h[3] - h_iso[4]
w_t = w_t_iso * eta_iso_turbine
"Potência líquida específica"
w_liq = w_t - w_c
"Potência elétrica específica"
w_el = w_liq * eta_generator
"Calor específico requerido"
q_in = (h_ideal[3] - h[2]) - q_regenerationo
"Eficiência térmica"
eta_th = w_liq / q_in
"Eficiência elétrica"
eta_el = w_el / q_in
"Taxa de calor requerida"
Q_dot_in = m_dot_air * Q_in
"Potência líquida"
W_dot_liq = w_liq * m_dot_air
"Potência elétrica"
W_dot_el = w_el * m_dot_air
"Eficiências globais"
"Eficiência elétrica global"
eta_el_gl = W_dot_el / Q_dot_in_gasifier
"Eficiência térmica global"
eta_th_gl = W_dot_liq / Q_dot_in_gasifier

```

SOLUTION

Unit Settings: [kJ]/[K]/[kPa]/[kg]/[degrees]

CH4 = 0,1
Cp_{air} = 1,049 [kJ/kg-K]
Cp_{combustor} = 1,139 [kJ/kg-K]
C_{combustor} = 0,7068 [kJ/K-s]
g_{combustor} = 0,98
η_{el} = 0,2485
η_{generator} = 0,9
η_{th} = 0,2761
Fuel = 166,2 [kg/h]
h_{ar,amb} = 300,3 [kJ/kg]
ṁ_{ar,comb} = 0,5684 [kg/s]
ṁ_{gas} = 0,05188 [kg/s]
PC_{lfuel} = 18000 [kJ/kg]
P_{out} = 100 [kPa]
Q̇_{formecido comb} = 379,1 [kJ/s]
Q̇_{in,gasifier} = 830,9 [kW]
Q̇_{out,gasifier} = 623,2 [kW]
Q̇_{regenerado} = 266,9 [kJ/kg]
T = 293,2 [K]
T_{max} = 1300 [K]
V_{co} = 0,8588 [m³/kg]
V_{gas} = 2,611 [m³/kg]
W_c = 215,7 [kJ/kg]
Ẇ_{liq} = 83,72 [kJ/s]
W_t = 320,4 [kJ/kg]
CO = 0,22
cp_{co} = 1,049 [kJ/kg-K]
cp_{N2} = 1,146 [kJ/kg-K]
ΔP_{he} = 30 [kPa]
g_{he} = 0,8
η_{el,gl} = 0,09068
η_{iso,comp} = 0,75
η_{th,gl} = 0,1008
Gas = 135,5 [l/s]
h_{ar,comb} = 1397 [kJ/kg]
ṁ_{combustor} = 0,6203 [kg/s]
N2 = 0,46
PC_{lgas} = 4600 [kJ/m³]
Q̇_{comb} = 610,7 [kW]
Q̇_{formecido real} = 303,3 [kJ/s]
Q̇_{max trocado} = 623,2 [kJ/s]
Q̇_{regenerado} = 213,5 [kJ/s]
Q̇_{regenerado,max} = 314 [kJ/kg]
T_{amb} = 300 [K]
T_{out,gasifier} = 900 [K]
V_{co2} = 0,5437 [m³/kg]
V_{H2} = 11,94 [m³/kg]
W_{c,iso} = 161,8 [kJ/kg]
W_{el} = 94,18 [kJ/kg]
W_{t,iso} = 376,9 [kJ/kg]
CO2 = 0,16
cp_{co2} = 1,205 [kJ/kg-K]
C_{air} = 0,8388 [kJ/K-s]
ΔT_{he} = 10 [K]
g_{regenerado} = 0,85
η_{gasifier} = 0,75
η_{iso,turbine} = 0,85
Fluid\$ = 'Air_ha'
H2 = 0,15
ṁ_{air} = 0,8 [kg/s]
ṁ_{fuel} = 0,04616 [kg/s]
P = 101,3 [kPa]
P_{in} = 100 [kPa]
Q̇_{formecido air} = 449,9 [kJ/s]
Q̇_{in} = 303,3 [kW]
Q̇_{min} = 379,1 [kJ/s]
Q̇_{in} = 379,1 [kJ/kg]
r_p = 4,5
T_{ciclo} = 1100 [K]
V_{CH4} = 1,497 [m³/kg]
V̇_{gas} = 0,1355 [m³/s]
V_{N2} = 0,8585 [m³/kg]
Ẇ_{el} = 75,34 [kJ/s]
Ẇ_{liq} = 104,6 [kJ/kg]

No unit problems were detected.

EES suggested units (shown in purple) for Cp_{air} cp_{CO} cp_{CO2} Cp_{combustor} cp_{N2} C_{air} .

Arrays Table

	h _i [kJ/kg]	P _i [kPa]	s _i [kJ/kg-K]	T _i [K]	P _{iso,i} [kPa]	T _{iso,i} [K]	h _{iso,i} [kJ/kg]	s _{iso,i} [kJ/kg-K]	P _{ideal,i} [kPa]	T _{ideal,i} [K]
1	300,3	100	6,87	300						
2	516	450	6,981	512,4	450	460	462,1	6,87		
3	1150	420	7,824	1090					450	1100
4	830	100	7,897	806,8	100	755,1	773,5	7,824		
5	782,9	450	7,404	763,7						
6	563,1	100	7,502	557,6						
7	1397	100	8,443	1300						

Arrays Table

	h _{ideal,i} [kJ/kg]	s _{ideal,i} [kJ/kg-K]
1		
2		
3	1162	7,815
4		
5		
6		
7		

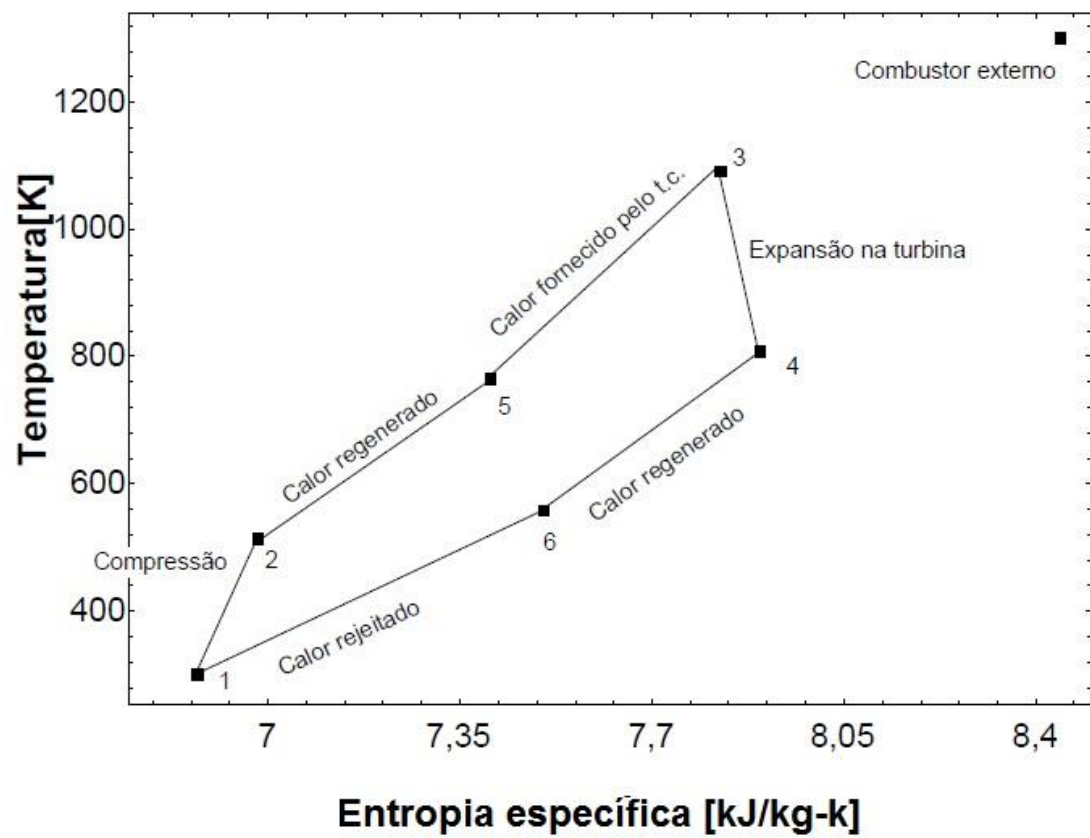


Figura A1 Diagrama T - s do ciclo EFGT

ANEXO II: Código fonte do modelo de ciclo Rankine (Planta B) com gaseificação integrada

```
$UnitSystem Si kPa K kJ kg s Degrees
"Modelo de ciclo Rankine com gaseificação integrada"
"Fluido de trabalho do ciclo"
Fluid_RK$ = 'Steam'
"Modelo do ciclo Rankine"
"Eficiência da bomba"
eta_p = 0,8
"Eficiência da turbina"
eta_t = 0,85
"Perda de pressão na caldeira"
DELTAP_loss = 60 [kPa]
"Perda de temperatura na caldeira"
DELTAT_loss = 10 [K]
"Efetividade da caldeira"
Epsilon_boiler = 0,85
"Eficiência do grupo gerador"
eta_generator = 0,95
"Temperaturas do ciclo"
T_amb = (30+273) [K]
T_condensador = T_amb + 45[K]
T_max = (450+273) [K]
"Grau de superaquecimento"
DELTA_T_super = T_RK[3] - T_sat(Fluid_RK$;P=P_RK[3])
"Pressões do ciclo"
P_amb = 100 [kPa]
P_condensador = P_sat(Fluid_RK$;T=T_condensador)
P_max = 4200 [kPa]
"Entrada na bomba"
T_RK[1] = T_condensador
P_RK[1] = P_condensador
x_RK[1] = 0
h_RK[1] = enthalpy(Fluid_RK$;P=P_RK[1];x=x_RK[1])
s_RK[1] = entropy(Fluid_RK$;P=P_RK[1];x=x_RK[1])
"Entrada na caldeira ideal"
s_iso_RK[2] = s_RK[1]
P_iso_RK[2] = P_max
T_iso_RK[2] = Temperature(Fluid_RK$;P=P_iso_RK[2];s=s_iso_RK[2])
h_iso_RK[2] = enthalpy(Fluid_RK$;P=P_iso_RK[2];s=s_iso_RK[2])
"Entrada na caldeira real"
h_RK[2] = h_RK[1]+W_p_real
P_RK[2] = P_iso_RK[2]
s_RK[2] = entropy(Fluid_RK$;P=P_RK[2];h=h_RK[2])
T_RK[2] = Temperature(Fluid_RK$;P=P_RK[2];h=h_RK[2])
"Entrada na turbina com perdas"
T_RK[3] = T_max - DELTAT_loss
P_RK[3] = P_RK[2] - DELTAP_loss
h_RK[3] = enthalpy(Fluid_RK$;T=T_RK[3];P=P_RK[3])
s_RK[3] = entropy(Fluid_RK$;T=T_RK[3];P=P_RK[3])
"Entrada na turbina sem perdas"
T_ideal_RK[3] = T_max
P_ideal_RK[3] = P_RK[2]
h_ideal_RK[3] = enthalpy(Fluid_RK$;T=T_ideal_RK[3];P=P_ideal_RK[3])
s_ideal_RK[3] = entropy(Fluid_RK$;T=T_ideal_RK[3];P=P_ideal_RK[3])
"Saída da turbina real"
h_RK[4] = h_RK[3] - W_t_real
P_RK[4] = P_iso_RK[4]
s_RK[4] = entropy(Fluid_RK$;P=P_RK[4];h=h_RK[4])
T_RK[4] = temperature(Fluid_RK$;P=P_RK[4];h=h_RK[4])
x_RK[4] = quality(Fluid_RK$;P=P_RK[4];h=h_RK[4])
"Saída da turbina ideal"
s_iso_RK[4] = s_RK[3]
P_iso_RK[4] = P_condensador
T_iso_RK[4] = Temperature(Fluid_RK$;P=P_iso_RK[4];s=s_iso_RK[4])
```

```

h_iso_RK[4] = enthalpy(Fluid_RK$,P=P_iso_RK[4];s=s_iso_RK[4])
x_iso_RK[4] = quality(Fluid_RK$,P=P_iso_RK[4];s=s_iso_RK[4])
"Calor fornecido"
q_ideal_RK = h_ideal_RK[3] - h_RK[2]
q_RK = q_ideal_RK/Epsilon_boiler
"Potência específica da turbina"
W_t_RK = h_RK[3] - h_iso_RK[4]
W_t_real = W_t_RK*eta_t
"Potência específica da bomba"
W_p_RK = h_iso_RK[2] - h_RK[1]
W_p_real = W_p_RK/eta_p
"Potência líquida específica "
W_liq = W_t_RK - W_p_RK
W_liq_real = W_t_real - W_p_real
"Potência elétrica específica "
W_el_RK = W_liq_real*eta_generator
"Eficiência térmica"
eta_th = W_liq/q_RK
eta_th_real = W_liq_real/q_RK
"Eficiência elétrica"
eta_el = W_el_RK/q_RK
"Taxa de calor requerida"
Q_dot_RK_in = (m_dot_RK*q_RK)/Epsilon_boiler
"Potência fornecida pela turbina"
W_dot_RK_t = m_dot_RK*W_t_real
"Potência consumida pela bomba"
W_dot_RK_p = m_dot_RK*W_p_real
"Potência líquida"
W_dot_RK_liq = W_dot_RK_t - W_dot_RK_p
"Potência elétrica"
W_dot_el_RK = m_dot_RK*W_el_RK
W_dot_el_RK = 22000 [kW]
"Modelo do Gaseificador"
"Condições padrão ISO"
T_g = 293,15 [K]
P_g = 101,325 [kPa]
"Composição do gás de síntese"
CO2 = 0,16
v_CO2= Volume(CarbonDioxide;T=T_g;P=P_g)
cp_CO2 = Cp(CarbonDioxide;T=T_g;P=P_g)
N2 = 0,46
v_N2= Volume(Nitrogen;T=T_g;P=P_g)
cp_N2 = Cp(Nitrogen;T=T_out_gasifier;P=P_g)
CO = 0,22
v_CO= Volume(CarbonMonoxide;T=T_g;P=P_g)
cp_CO = Cp(CarbonMonoxide;T=T_out_gasifier;P=P_g)
CH4 = 0,1
v_CH4= Volume(Methane;T=T_g;P=P_g)
H2 = 0,15
v_H2= Volume(Hydrogen;T=T_g;P=P_g)
"Poder calorífico do gás de síntese"
Considerada a composição do gás molhado, sendo excluídos o metano e o hidrogênio pois não existe na
biblioteca o Cp para o valor da temperatura de saída do gás"
Cp_H2O = Cp(Steam;T=T_out_gasifier;P=P_g)
Cp_hot_gas = (cp_CO2*0,17 + cp_N2*0,49 + cp_CO*0,18 + cp_H2O*0,16)
"Poder calorífico do gás"
C_dot_gas = Cp_hot_gas*m_dot_gas
Q_dot_max_gas = (T_out_gasifier-T_RK[2])*C_dot_gas
"Massa específica do gás em condições padrão"
spec_mass= (v_CO2*CO2 + v_N2*N2 + v_CO*CO + v_CH4*CH4 +v_H2*H2)
"Potência fornecida pelo gaseificador"
Q_dot_util_gasifier = Q_dot_out_gasifier + Q_dot_max_gas
Q_dot_util_gasifier = Q_dot_RK_in
"Eficiência do gaseificador - 75%"
eta_gasifier = 0,75
Q_dot_out_gasifier = eta_gasifier*Q_dot_in_gasifier
"Poder calorífico inferior do gás"
PCI_gas = 4600 [kJ/m^3]

```

```

"Fluxo mássico do gás"
m_dot_gas = v_dot_gas/spec_mass
"Potência de saída"
Q_dot_out_gasifier = PCI_gas*v_dot_gas
"Potência útil total"
"Poder calorífico inferior do combustível"
{PCI_fuel = 18000 [kJ/kg]}
"Sobras de madeira (pinho)"
{PCI_fuel = 4160*convert(kcal/kg;kJ/kg)}
"Serragem de pinho (50% água)"
{PCI_fuel = 2000*convert(kcal/kg;kJ/kg)}
"Bagaço de cana (20% água)"
{PCI_fuel = 3200*convert(kcal/kg;kJ/kg)}
"Casca de arroz (12% água)"
{PCI_fuel = 3300*convert(kcal/kg;kJ/kg)}
"Lenha (40% água)"
{PCI_fuel = 2400*convert(kcal/kg;kJ/kg)}
"Resíduos de Pinus"
{PCI_fuel = 2830*convert(kcal/kg;kJ/kg)}
"Bagaço de cana (50% água)"
PCI_fuel = 2130*convert(kcal/kg;kJ/kg)
"Potência de entrada"
Q_dot_in_gasifier = PCI_fuel*m_dot_fuel
"Fornecimento total de combustível"
Fuel = (m_dot_fuel)*convert(kg/s;kg/h)
"Produção de gás"
Gas = (v_dot_gas)*convert(m^3/s;l/s)
"Trocador de calor para aproveitar a temperatura dos gases de saída do gaseificador"
T_out_gasifier = 900 [K]
"Eficiências globais"
"Eficiência global do gaseificador"
eta_gasifier_gl = Q_dot_util_gasifier/Q_dot_in_gasifier
"Eficiência térmica global"
eta_th_gl = W_dot_RK_liq/Q_dot_in_gasifier
"Eficiência elétrica"
eta_el_gl = W_dot_el_RK/Q_dot_in_gasifier
"Análise da planta Rankine B"
"!Consumo de combustível"
"Quantidade de horas de operação da planta principal por ano"
k = 8760[h]
"Fator de capacidade"
F_c = 0,9
"!Análise econômica"
"Potência Instalada"
P_i = W_dot_el_RK
"Produção Anual de Energia"
E_n = P_i*F_c*k
"Vida útil"
v = 25
"!Dados referentes ao investimento inicial"
"Investimento inicial"
I = C_i*((1+j)^t_c - 1)/j + C_e*(1+j)^t_c
"Taxa de juros"
j = 0,0625
"Custo específico total"
CET = 2438 [$/kW]
"Custo do equipamento"
C_e = P_i*CET*f_e*(1+f_g)
f_e = 0,8
"Acréscimo do gaseificador"
f_g = 0,25
"Custo de instalação"
C_i = P_i*CET*f_i
f_i = 0,2
"Tempo de instalação"
t_c = 1 {12 meses}
"!Cálculo do custo distribuído"
"Custo do combustível - Distribuído por fonte"

```

```

{"Resíduos de Pinus"
"Custo específico"
CEC = 0,07624 [$/kg]}
"Bagaço de cana a 50% umidade"
"Custo específico"
CEC = 0,02252 [$/kg]
"Custo de combustível"
C_c = CEC*k*F_c*Fuel
"Custo específico anual de manutenção (fixo e variável)"
red_m = 2/3
"De acordo com a nota técnica"
CEM = 0,006[$/kW-h]*red_m
CFM = 25 [$/kW]*red_m
"Valor específico do subproduto"
VES = 0 [$/kW]
"Custo de manutenção"
C_m = (CEM*E_n + CFM*P_i)
"Valor anual do subproduto"
V_s = VES*P_i
"Valor residual"
f_r1 = 0,05
f_r2 = 0,2
R = f_r1*C_e + C_i*f_r2
{Valor residual determinado como a fração f_r1 do custo do equipamento e uma fração f_r2 do custo de
instalação}
"Custo distribuído 1"
C_d_1 = C_c + C_m - V_s
"Custo distribuído 2"
C_d_2 = I*j + (((I - R)*j)/((1+j)^v - 1))
"Custo distribuído total"
C_d = C_d_1 + C_d_2
"!Análise do investimento"
"Razão custo benefício"
Custo_Beneficio = C_d/E_n

```

SOLUTION

Unit Settings: [kJ]/[K]/[kPa]/[kg]/[degrees]

CB1 = 99,66 [\$ /kW-h]	CEC = 0,02252 [\$ /kg]	CEC1 = 22,52 [\$ /t]
CEM = 0,0040 [\$ /kWh]	CET = 2438 [\$ /kW]	CFM = 16,667 [\$ /kW]
CH4 = 0,1	CO = 0,22	CO2 = 0,16
cpco = 1,049 [kJ/kg-K]	cpco2 = 0,846 [kJ/kg-K]	CpH2O = 2,222 [kJ/kg-K]
Cphotgas = 1,249 [kJ/kg-K]	cpN2 = 1,146 [kJ/kg-K]	CustoBeneficio = 0,09966 [\$ /kW-h]
Cc = 10885890 [\$]	Cd = 1,729E+07 [\$]	Cgas = 11,85 [kW/K]
Cd,1 = 1,194E+07 [\$]	Cd,2 = 5,339E+06 [\$-dim]	Ce = 53636000 [\$]
Ci = 10727200 [\$]	Cm = 1060459 [\$]	ΔPloss = 60 [kPa]
ΔTloss = 10 [K]	ΔTsuper = 187,4 [K]	eboller = 0,85
ηel = 0,2149	ηel,gl = 0,1448	ηgasifier = 0,75
ηgasifier,gl = 0,793	ηgenerator = 0,95	ηp = 0,8
ηt = 0,85	ηth = 0,2667	ηth,gl = 0,1525
ηth,real = 0,2262	En = 1,734E+08 [kW-h]	FluidRks = 'Steam'
Fuel = 61312 [kg/h]	Fc = 0,9	fe = 0,8
fg = 0,25	fi = 0,2	fr1 = 0,05
fr2 = 0,2	Gas = 24763 [l/s]	H2 = 0,15
I = 67715450 [\$-dim]	j = 0,0625	k = 8760 [h]
ṁfuel = 17,03 [kg/s]	ṁgas = 9,483 [kg/s]	ṁRK = 28,92 [kg/s]
N2 = 0,46	PClfuel = 8918 [kJ/kg]	PClgas = 4600 [kJ/m³]
Pamb = 100 [kPa]	Pcondensador = 38,32 [kPa]	Pg = 101,3 [kPa]
Pi = 22000 [kW]	Pmax = 4200 [kPa]	Q̇in, gasifier = 151883 [kW]
Q̇max, gas = 6535 [kW]	Q̇out, gasifier = 113912 [kW]	Q̇RK, in = 120447 [kJ/s]
Q̇util, gasifier = 120447 [kJ/s]	qideal, RK = 3009 [kJ/kg]	qRK = 3540 [kJ/kg]
R = 4,827E+06 [\$]	redm = 0,6667	specmass = 2,611 [m³/kg]
Tamb = 303 [K]	tc = 1	Tcondensador = 348 [K]
Tg = 293,2 [K]	Tmax = 723 [K]	Tout, gasifier = 900 [K]
v = 25	VES = 0 [\$ /kW]	vCH4 = 1,497 [m³/kg]
vco = 0,8588 [m³/kg]	vco2 = 0,5437 [m³/kg]	v̇gas = 24,76 [m³/s]
vH2 = 11,94 [m³/kg]	vN2 = 0,8585 [m³/kg]	Vs = 0 [\$]
Ẇel, RK = 22000 [kW]	ẆRK, liq = 23158 [kJ/s]	ẆRK, p = 154,2 [kJ/s]
ẆRK, t = 23312 [kJ/s]	Ẇel, RK = 760,6 [kJ/kg]	Ẇliq = 943,9 [kJ/kg]
Ẇliq, real = 800,6 [kJ/kg]	Ẇp, real = 5,331 [kJ/kg]	Ẇp, RK = 4,265 [kJ/kg]
Ẇt, real = 806 [kJ/kg]	Ẇt, RK = 948,2 [kJ/kg]	

EES suggested units (shown in purple) for CB1 cp_CO cp_CO2 Cp_H2O Cp_hot_gas cp_N2 .

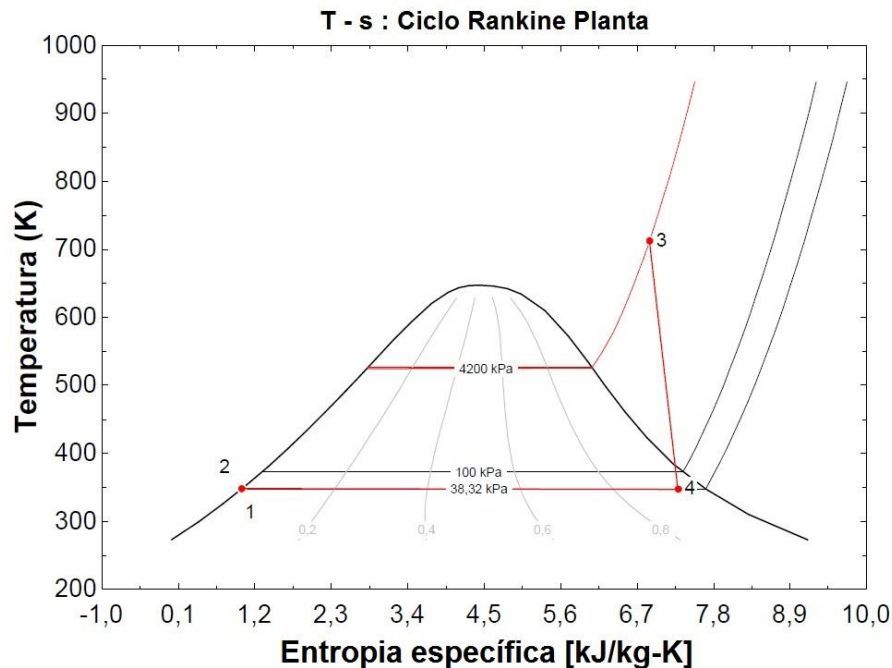


Figura A2 Diagrama T - s do ciclo Rankine

ANEXO III: Código fonte do modelo de ciclo IGCC com combustão externa

```
$UnitSystem Si kPa K kJ kg s Degrees
"Fluido de trabalho do ciclo EFGT"
Fluid$ = 'Air_ha'
"Temperatura máxima no combustor trocador de calor"
T_max = 1300 [K]
"Temperatura ambiente"
T_amb = 300 [K]
"Temperatura máxima do ciclo"
T_ciclo = 1100 [K]
"Pressão de admissão do ar"
P_in = 100 [kPa]
"Pressão de rejeição do ar"
P_out = 100 [kPa]
"Modelagem do Gaseificador"
"Condições padrão ISO"
T_g = 293,15 [K]
P_g = 101,325 [kPa]
"Composição do gás de síntese"
T_out_gasifier = 900 [K]
CO2 = 0,16
v_CO2= Volume(CarbonDioxide;T=T_g;P=P_g)
cp_CO2 = Cp(CarbonDioxide;T=T_out_gasifier;P=P_g)
N2 = 0,46
v_N2= Volume(Nitrogen;T=T_g;P=P_g)
cp_N2 = Cp(Nitrogen;T=T_out_gasifier;P=P_g)
CO = 0,22
v_CO= Volume(CarbonMonoxide;T=T_g;P=P_g)
cp_CO = Cp(CarbonMonoxide;T=T_out_gasifier;P=P_g)
CH4 = 0,1
v_CH4= Volume(Methane;T=T_g;P=P_g)
H2 = 0,15
v_H2= Volume(Hydrogen;T=T_g;P=P_g)
"Volume específico do gás em condições padrão"
v_gas= (v_CO2*CO2 + v_N2*N2 + v_CO*CO + v_CH4*CH4 + v_H2*H2)
"Eficiência do gaseificador - 80%"
eta_gasifier = 0,80
Q_dot_out_gasifier = eta_gasifier*Q_dot_in_gasifier
"Poder calorífico inferior do gás"
PCI_gas = 4600 [kJ/m^3]
"Fluxo mássico do gás"
m_dot_gas = v_dot_gas/v_gas
"Potência de saída do gaseificador"
Q_dot_out_gasifier = PCI_gas*v_dot_gas
"Poder calorífico inferior do combustível"
PCI_fuel = 18000 [kJ/kg]
"Potência de entrada do gaseificador"
Q_dot_in_gasifier = PCI_fuel*m_dot_fuel
"Fornecimento total de combustível"
Fuel = (m_dot_fuel)*convert(kg/s;kg/h)
"Produção de gás"
Gas = (v_dot_gas)*convert(m^3/s;l/s)
"Modelagem do combustor externo"
h_ar_amb = enthalpy(Fluid$;T=T_amb;P=P_in)
h_ar_comb = enthalpy(Fluid$;T=T_max;P=P_in)
Q_dot_max_trocado = m_dot_ar_comb*(h_ar_comb-h_ar_amb)
Q_dot_max_trocado = Q_dot_out_gasifier
Epsilon_combustor = 0,98
Q_dot_comb = Epsilon_combustor*Q_dot_max_trocado

"Método NTU"
"Considerando que o gás de síntese é queimado com muito excesso de ar para maximizar a troca de calor possível, seu Cp é aproximado pelo Cp do ar"
m_dot_combustor = m_dot_gas+m_dot_ar_comb
Cp_combustor = (Cp(Fluid$;P=P_in;T=T_max)+Cp(Fluid$;P=P_in;T=T[5]))/2
```

```

Cp_air = (Cp(Fluid$,P=P_in;T=T[5])+Cp(Fluid$,P=P_in;T=T[1]))/2
C_combustor = Cp_combustor*m_dot_combustor
C_air = Cp_air*m_dot_air
"Taxa de calor máxima possível de ser fornecida"
Q_dot_fornecido_air = C_air*(T_max-T[5])
Q_dot_fornecido_comb = C_combustor*(T_max-T[5])
"Taxa de calor real possível de ser fornecida"
Epsilon_he = 0,8
Q_dot_min=min(Q_dot_fornecido_air;Q_dot_fornecido_comb)
Q_dot_fornecido_real=Epsilon_he*Q_dot_min
Q_dot_fornecido_real = Q_dot_in
"Início da modelagem do ciclo EFGT"
"Fluxo mássico na turbina"
m_dot_air = 1255 [kg/s]
"Eficiência isoentrópica da turbina"
eta_iso_turbine = 0,88
"Eficiência isoentrópica do compressor"
eta_iso_comp = 0,75
"Eficiência combinada do grupo gerador"
eta_generator = 0,95
"Perda de temperatura no trocador de calor"
DELTAT_he = 10 [K]
"Queda de pressão no trocador de calor"
DELTAP_he = 30 [kPa]
"Razão de pressão"
r_p = 5
"Admissão de ar fresco no compressor"
P[1] = P_in
T[1] = T_amb
h[1] = enthalpy(Fluid$,T=T[1];P=P[1])
s[1] = entropy(Fluid$,T=T[1];P=P[1])
"Compressão isentrópica"
P_iso[2] = P[1]*r_p
s_iso[2] = s[1]
T_iso[2] = Temperature(Fluid$,P=P_iso[2];s=s_iso[2])
h_iso[2] = enthalpy(Fluid$,P=P_iso[2];s=s_iso[2])
"Ar comprimido real - Entrada no regenerador"
P[2] = P_iso[2]
h[2] = h[1] + w_c
s[2] = entropy(Fluid$,P=P[2];h=h[2])
T[2] = Temperature(Fluid$,P=P[2];h=h[2])
"Saída do regenerador - Entrada no trocador de calor externo"
P[5] = P[2]
h[5] = h[2] + q_regenerado
T[5] = Temperature(Fluid$,P=P[5];h=h[5])
s[5] = entropy(Fluid$,P=P[5];h=h[5])
"Saída do trocador de calor com perdas para cálculo da potência - Entrada na turbina"
P[3] = P[2] - DELTAP_he
T[3] = T_ciclo - DELTAT_he
h[3] = enthalpy(Fluid$,P=P[3];T=T[3])
s[3] = entropy(Fluid$,P=P[3];T=T[3])
"Saída do trocador sem perdas - Para cálculo do calor requerido"
P_ideal[3] = P[2]
T_ideal[3] = T_ciclo
h_ideal[3] = enthalpy(Fluid$,P=P_ideal[3];T=T_ideal[3])
s_ideal[3] = entropy(Fluid$,P=P_ideal[3];T=T_ideal[3])
"Expansão isentrópica"
s_iso[4] = s[3]
P_iso[4] = P_out
T_iso[4] = Temperature(Fluid$,s=s_iso[4];P=P_iso[4])
h_iso[4] = enthalpy(Fluid$,s=s_iso[4];P=P_iso[4])
"Saída da turbina real - Entrada no regenerador"
h[4] = h[3] - w_t
P[4] = P_iso[4]
T[4] = Temperature(Fluid$,h=h[4];P=P[4])
s[4] = entropy(Fluid$,h=h[4];P=P[4])
"Saída do regenerador - Exaustão"
h[6] = h[4] - q_regenerado

```

```

P[6] = P[4]
T[6] = Temperature(Fluid$,P=P[6];h=h[6])
s[6] = entropy(Fluid$,P=P[6];h=h[6])
"Inserindo a regeneração"
q_regenerado_max = h[4]-h[2]
Epsilon_regenerador = 0,85
q_regenerado = Epsilon_regenerador*q_regenerado_max
Q_dot_regenerado = q_regenerado*m_dot_air
"Potência específica do compressor"
w_c_iso = h_iso[2]-h[1]
w_c = w_c_iso/eta_iso_comp
"Potência específica da turbina"
w_t_iso = h[3]-h_iso[4]
w_t = w_t_iso*eta_iso_turbine
"Potência líquida específica"
w_liq = w_t - w_c
"Potência elétrica específica"
w_el = w_liq*eta_generator
"Calor específico requerido"
q_in = (h_ideal[3] - h[2]) - q_regenerado
"Eficiência térmica"
eta_th = w_liq/q_in
"Eficiência elétrica"
eta_el = w_el/q_in
eta_el_gas = W_dot_el/Q_dot_in
"Taxa de calor requerida"
Q_dot_in = m_dot_air*Q_in
"Potência líquida"
W_dot_liq = w_liq*m_dot_air
"Potência elétrica"
W_dot_el = w_el*m_dot_air
"Estimativa dos gases de saída do ciclo EFGT"
"Câmara de combustão"
P[7] = P_in
T[7] = T_max
h[7] = enthalpy(Fluid$,P=P[7];T=T[7])
s[7] = entropy(Fluid$,P=P[7];T=T[7])
"Saída do trocador de calor externo"
P[8] = P_in
h[8] = h[7] - q_fornecido
T[8] = Temperature(Fluid$,P=P[8];h=h[8])
s[8] = entropy(Fluid$,P=P[8];h=h[8])
q_fornecido = Q_dot_fornecido_real/m_dot_combustor
"Misturador de gases"
m_dot_total_exaustao = m_dot_combustor + m_dot_air
fracao_air = m_dot_air/m_dot_total_exaustao
fracao_combustor = m_dot_combustor/m_dot_total_exaustao

"Gases misturados"
P[9] = P_in
h[9] = (h[8]*fracao_combustor+h[6]*fracao_air)
T[9] = Temperature(Fluid$,P=P[9];h=h[9])
s[9] = entropy(Fluid$,P=P[9];h=h[9])
"Modelagem do trocador de calor entre os ciclos"
"Método NTU"
Epsilon_reg_boiler = 0,90
Cp_exaustao = (Cp(Fluid$,P=P[9];T=T[9])+Cp(Fluid$,P=P_RK[2];T=T_RK[2]))/2
Cp_agua = (Cp(Fluid_RK$,P=P_RK[2];T=T_RK[2])+Cp(Fluid_RK$,P=P[9];T=T[9]))/2
C_exaustao = m_dot_total_exaustao*Cp_exaustao
C_agua = m_dot_RK*Cp_agua
C_min_RK = C_exaustao
Q_dot_RK_in = Epsilon_reg_boiler*C_min_RK*(T[9]-T_RK[2])
Q_dot_RK_exaustao = C_exaustao*(T[9]-T_RK[2])
Q_dot_RK_agua = C_agua*(T[9]-T_RK[2])
"Modelagem do ciclo Rankine com superaquecimento"
"Fluido de trabalho do ciclo Rankine"
Fluid_RK$ = 'Steam'
"Eficiência da bomba"

```



```

eta_p_RK = 0,8
"Eficiência da turbina"
eta_t = 0,85
"Perda de pressão na caldeira"
DELTAP_loss = 100 [kPa]
"Perda de temperatura na caldeira"
DELTAT_loss = 15 [K]
"Eficiência do grupo gerador"
eta_generator_RK = 0,95
"Temperaturas do ciclo"
T_condensador = T_amb + 45[K]
"Diferença de temperatura no superaquecedor"
DELTAT_aq = 20 [K]
"Temperatura máxima do ciclo"
(T_max_RK + DELTAT_loss) = T[9] - DELTAT_aq
"Grau de superaquecimento"
DELTA_T_super = T_RK[3] - T_sat_RK
T_sat_RK = T_sat(Fluid_RK$;P=P_RK[3])
"Pressões do ciclo"
P_amb = 100 [kPa]
P_condensador = P_sat(Fluid_RK$;T=T_condensador)
P_max = 4200 [kPa]
"Entrada na bomba"
T_RK[1] = T_condensador
P_RK[1] = P_condensador
x_RK[1] = 0
h_RK[1] = enthalpy(Fluid_RK$;P=P_RK[1];x=x_RK[1])
s_RK[1] = entropy(Fluid_RK$;P=P_RK[1];x=x_RK[1])
"Entrada na caldeira ideal"
s_iso_RK[2] = s_RK[1]
P_iso_RK[2] = P_max
T_iso_RK[2] = Temperature(Fluid_RK$;P=P_iso_RK[2];s=s_iso_RK[2])
h_iso_RK[2] = enthalpy(Fluid_RK$;P=P_iso_RK[2];s=s_iso_RK[2])
"Entrada na caldeira real"
h_RK[2] = h_RK[1]+W_p_real_RK
P_RK[2] = P_iso_RK[2]
s_RK[2] = entropy(Fluid_RK$;P=P_RK[2];h=h_RK[2])
T_RK[2] = Temperature(Fluid_RK$;P=P_RK[2];h=h_RK[2])
"Entrada na turbina com perdas"
T_RK[3] = T_max_RK - DELTAT_loss
P_RK[3] = P_RK[2] - DELTAP_loss
h_RK[3] = enthalpy(Fluid_RK$;T=T_RK[3];P=P_RK[3])
s_RK[3] = entropy(Fluid_RK$;T=T_RK[3];P=P_RK[3])
"Entrada na turbina sem perdas"
T_ideal_RK[3] = T_max_RK
P_ideal_RK[3] = P_RK[2]
h_ideal_RK[3] = enthalpy(Fluid_RK$;T=T_ideal_RK[3];P=P_ideal_RK[3])
s_ideal_RK[3] = entropy(Fluid_RK$;T=T_ideal_RK[3];P=P_ideal_RK[3])
"Saída da turbina real"
h_RK[4] = h_RK[3] - W_t_real_RK
P_RK[4] = P_iso_RK[4]
s_RK[4] = entropy(Fluid_RK$;P=P_RK[4];h=h_RK[4])
T_RK[4] = temperature(Fluid_RK$;P=P_RK[4];h=h_RK[4])
x_RK[4] = quality(Fluid_RK$;P=P_RK[4];h=h_RK[4])
"Saída da turbina ideal"
s_iso_RK[4] = s_RK[3]
P_iso_RK[4] = P_condensador
T_iso_RK[4] = Temperature(Fluid_RK$;P=P_iso_RK[4];s=s_iso_RK[4])
h_iso_RK[4] = enthalpy(Fluid_RK$;P=P_iso_RK[4];s=s_iso_RK[4])
x_iso_RK[4] = quality(Fluid_RK$;P=P_iso_RK[4];s=s_iso_RK[4])
"Calor específico fonecido"
q_RK = h_ideal_RK[3] - h_RK[2]
"Potência específica da turbina"
w_t_RK = h_RK[3] - h_iso_RK[4]
w_t_real_RK = w_t_RK*eta_t
"Potência específica da bomba"
w_p_RK = h_iso_RK[2] - h_RK[1]
w_p_real_RK = w_p_RK/eta_p_RK

```

"Potência líquida específica "

$$w_{liq_real_RK} = w_{t_real_RK} - w_{p_real_RK}$$

"Potência elétrica específica "

$$w_{el_RK} = w_{liq_real_RK} \cdot \eta_{generator_RK}$$

"Eficiência térmica"

$$\eta_{th_real_RK} = w_{liq_real_RK} / q_{RK}$$

"Eficiência elétrica"

$$\eta_{el_RK} = w_{el_RK} / q_{RK}$$

"Taxa de calor requerida"

$$Q_{dot_RK_in} = (\dot{m}_{dot_RK} \cdot q_{RK})$$

"Potência fornecida pela turbina"

$$W_{dot_RK_t} = \dot{m}_{dot_RK} \cdot w_{t_real_RK}$$

"Potência consumida pela bomba"

$$W_{dot_RK_p} = \dot{m}_{dot_RK} \cdot w_{p_real_RK}$$

"Potência líquida"

$$W_{dot_RK_liq} = W_{dot_RK_t} - W_{dot_RK_p}$$

"Potência elétrica"

$$W_{dot_el_RK} = \dot{m}_{dot_RK} \cdot w_{el_RK}$$

"Dados Globais"

"Potência elétrica global"

$$W_{dot_el_gl} = W_{dot_el_RK} + W_{dot_el}$$

"Potência líquida global"

$$W_{dot_liq_gl} = W_{dot_liq} + W_{dot_RK_liq}$$

"Eficiência elétrica global"

$$\eta_{el_gl} = (W_{dot_el_gl}) / Q_{dot_in_gasifier}$$

"Eficiência térmica global"

$$\eta_{th_gl} = W_{dot_liq_gl} / Q_{dot_in_gasifier}$$

"!Análise econômica da planta IGCC"

"Quantidade de horas por ano"

$$k = 8760 \text{ [h]}$$

"Fator de capacidade"

$$F_c = 0,9$$

"Potência Instalada"

$$P_i = W_{dot_el_gl}$$

"Produção Anual de Energia"

$$E_n = P_i \cdot F_c \cdot k$$

"Vida útil"

$$v = 25$$

"!Dados referentes ao investimento inicial"

"Investimento inicial"

$$I = C_i \cdot ((1+j)^{t_c} - 1) / j + C_e \cdot (1+j)^{t_c}$$

"Taxa de juros"

$$j = 0,0625$$

"Taxa de Câmbio Real/Dólar"

$$tx_{do} = 2,0056$$

"Imposto de Importação (incidente em 88% dos custos de equipamentos)"

$$ii = 1,14$$

"Desconto referente ao sistema de tratamento dos gases e à planta de separação de ar"

$$x_{gas} = 0,25$$

"Acréscimo referente ao trocador de calor externo"

$$x_{tc} = 0,4$$

"Fração correspondente à turbina a gás (isenta de imposto de importação)"

$$x_{turbine} = 0,12$$

"Custo específico de acordo com a planilha do departamento de energia dos EUA"

"Custo específico de equipamentos"

$$CEE_{or} = 2017,667 \text{ [$/kW]}$$

"Custo específico de instalação"

$$CEI_{or} = 191,083 \text{ [$/kW]}$$

"Custos indiretos"

$$CEIn = 653,333 \text{ [$/kW]}$$

"Custos proprietários"

$$CEP = 733,25 \text{ [$/kW]}$$

"Custo específico da turbina"

$$CET = CEE \cdot x_{turbine}$$

"Custo específico total de equipamentos com descontos, acréscimos e imposto"

$$CEE = (CEE_{or} \cdot (1 - x_{gas}) - CET) \cdot ii + CET \cdot (x_{tc})$$

"Custo específico de instalação com descontos"

$$CEI = CEI_{or} \cdot (1 - x_{gas})$$

```

"Custo do equipamento"
C_e = CEE*P_i*tx_do
"Custo de instalação, incluindo custos indiretos"
C_i = (CEI+CEIn+CEP)*P_i*tx_do
"Tempo de instalação"
t_c = 2 {24 meses}
"!Cálculo do custo distribuído"
"Custo do combustível - Distribuído por fonte"
{"Resíduos de Pinus"
"Consumo de combustível"
m_dot_fuel = 34543 [kg/h]
"Custo específico"
CEC = 0,07624 [$/kg]}
{"Bagaço de cana a 50% umidade"
"Consumo de combustível"
m_dot_fuel = 45895 [kg/h]}
"Custo específico"
CEC = 0,02252 [$/kg]
"Custo de combustível"
C_c = CEC*k*F_c*Fuel
"Custo específico anual de manutenção (fixo e variável)
Baseado nos custos de O&M do NGCC"
x_OM = 0,5
CEM = 0,00327[$/kW-h]*tx_do*(1+X_OM)
CFM = 15,37[$/kW]*tx_do*(1+X_OM)
"Valor específico do subproduto"
VES = 0 [$/kW]
"Custo de manutenção"
C_m = (CEM*E_n + CFM*P_i)
"Valor anual do subproduto"
V_s = VES*P_i
"Valor residual"
f_r1 = 0,05
f_r2 = 0,2
R = f_r1*C_e + C_i*f_r2
{Valor residual determinado como a fração f_r1 do custo do equipamento e uma fração f_r2 do custo de
instalação}
"Custo distribuído 1"
C_d_1 = C_c + C_m - V_s
"Custo distribuído 2"
C_d_2 = I*j + (((I - R)*j)/((1+j)^v - 1))
"Custo distribuído total"
C_d = C_d_1 + C_d_2
"!Análise do investimento"
"Razão custo benefício"
Custo_Beneficio = C_d/E_n

```

SOLUTION

Unit Settings: [kJ]/[K]/[kPa]/[kg]/[degrees]

CEC = 0,02252 [\$/kg]	CEE = 1584 [\$/kW]	CEEor = 2018 [\$/kW]
CEI = 143,3 [\$/kW]	CEIn = 653,3 [\$/kW]	CEIor = 191,1 [\$/kW]
CEM = 0,009837 [\$/kW-h]	CEP = 733,3 [\$/kW]	CET = 190,1 [\$/kW]
CFM = 46,24 [\$/kW]	CH4 = 0,1	CO = 0,22
CO2 = 0,16	Cpagua = 3,133 [kJ/kg-K]	Cpair = 1,046 [kJ/kg-K]
cpco = 1,049 [kJ/kg-K]	cpco2 = 1,205 [kJ/kg-K]	Cpcombustor = 1,137 [kJ/kg-K]
Cpexaustao = 1,065 [kJ/kg-K]	cpN2 = 1,146 [kJ/kg-K]	CustoBeneficio = 0,13179 [\$/kW-h]
Cagua = 830,4 [kJ/s-K]	Calr = 1313 [kJ/K-s]	Cc = 4,445E+07 [\$]
Ccombustor = 1133 [kJ/K-s]	Ca = 3,431E+08 [\$]	Ca1 = 8,534E+07 [\$]
Cd2 = 2,578E+08 [\$/dim]	Ce = 1049403995 [\$]	Cexaustao = 2398 [kJ/s-K]
Cl = 1013297371 [\$]	Cm = 4,088E+07 [\$]	Cmin,RK = 2398 [kJ/s-K]
ΔPhe = 30 [kPa]	ΔPloss = 100 [kPa]	ΔTaq = 20 [K]
ΔThe = 10 [K]	ΔTloss = 15 [K]	ΔTsuper = 124,5
gcombustor = 0,98	ghe = 0,8	gregenerator = 0,85
greg.boiler = 0,9	ηei = 0,2782	ηei,gas = 0,2782 [1/kW]
ηei,gl = 0,2638	ηei,RK = 0,2476	ηgasifier = 0,8
ηgenerator = 0,95	ηgenerator,RK = 0,95	ηiso,comp = 0,75
ηiso,turbine = 0,88	ηp,RK = 0,8	ηt = 0,85
ηth = 0,2929	ηth,gl = 0,2777	ηth,real,RK = 0,2607
En = 2,804E+09 [kW-h]	Fluid\$ = 'Air_ha'	FluidRK\$ = 'Steam'
fracaoair = 0,5573	fracaocombustor = 0,4427	Fuel = 250381 [kg/h]
Fc = 0,9	fr1 = 0,05	fr2 = 0,2
Gas = 217723 [l/s]	H2 = 0,15	har,amb = 300,3 [kJ/kg]
har,comb = 1397 [kJ/kg]	I = 3,275E+09 [\$/dim]	ii = 1,14
j = 0,0625	k = 8760 [h]	mair = 1255 [kg/s]
mair,comb = 913,5 [kg/s]	mcombustor = 996,9 [kg/s]	mfuel = 69,55 [kg/s]
mgas = 83,37 [kg/s]	mRK = 265 [kg/s]	ηtotal,exaustao = 2252 [kg/s]
N2 = 0,46	PCfuel = 18000 [kJ/kg]	PClgas = 4600 [kJ/m³]
Pamb = 100 [kPa]	Pcondensador = 33,76 [kPa]	Pg = 101,3 [kPa]
Pl = 330241 [kW]	Pin = 100 [kPa]	Pmax = 4200 [kPa]
Pout = 100 [kPa]	Qcomb = 981495 [kW]	Qfomecidoair = 733759 [kJ/s]
Qfomecido,comb = 833557 [kJ/s]	Qfomecido,real = 506845 [kJ/s]	Qin = 506845 [kW]
Qin,gasifier = 1,252E+06 [kW]	Qmax,trocado = 1,001E+06 [kJ/s]	Qmin = 633557 [kJ/s]
Qout,gasifier = 1,001E+06 [kW]	Qregenerado = 280175 [kJ/s]	QRK,agua = 293989 [kJ/s]
QRK,exaustao = 849058 [kJ/s]	QRKin = 764152 [kJ/s]	qfomecido = 508,4 [kJ/kg]
qin = 403,9 [kJ/kg]	qregenerado = 223,2 [kJ/kg]	qregenerado,max = 262,6 [kJ/kg]
qRK = 2883 [kJ/kg]	R = 2,551E+08 [\$]	rp = 5
txdo = 2,006	Tamb = 300 [K]	tc = 2
Tciclo = 1100 [K]	Tcondensador = 345 [K]	Tg = 293,2 [K]
Tmax = 1300 [K]	Tmax,RK = 664,5 [K]	Tout,gasifier = 900 [K]
Tsat,RK = 525 [K]	v = 25	VES = 0 [\$/kW]
vCH4 = 1,497 [m³/kg]	vco = 0,8588 [m³/kg]	vco2 = 0,5437 [m³/kg]
vgas = 217,7 [m³/s]	vgas = 2,611 [m³/kg]	vh2 = 11,94 [m³/kg]
vn2 = 0,8585 [m³/kg]	Vs = 0 [\$]	wc = 234,6 [kJ/kg]
Wc,iso = 175,9 [kJ/kg]	Wci = 141015 [kJ/s]	Wci,gl = 330241 [kW]
Wci,RK = 189226 [kJ/s]	Wliq = 148437 [kJ/s]	Wliq,gl = 347622 [kJ/s]
WRK,liq = 199185 [kJ/s]	WRKp = 1412 [kJ/s]	WRK,t = 200597 [kJ/s]
Wei = 112,4 [kJ/kg]	Wei,RK = 713,9 [kJ/kg]	Wliq = 118,3 [kJ/kg]
wliq,real,RK = 751,5 [kJ/kg]	Wp,real,RK = 5,327 [kJ/kg]	wp,RK = 4,262 [kJ/kg]
wt = 352,9 [kJ/kg]	wt,iso = 401 [kJ/kg]	Wt,real,RK = 756,8 [kJ/kg]
wl,RK = 890,4 [kJ/kg]	xgas = 0,25	xom = 0,5
xtc = 0,4	xturbine = 0,12	

No unit problems were detected.

EES suggested units (shown in purple) for Cp_agua Cp_air cp_CO cp_CO2 Cp_combustor Cp_exaustao .

Arrays Table

	h_l [kJ/kg]	P_l [kPa]	s_l [kJ/kg-K]	T_l [K]	$P_{iso,l}$ [kPa]	$T_{iso,l}$ [K]	$h_{iso,l}$ [kJ/kg]	$s_{iso,l}$ [kJ/kg-K]	$P_{ideal,l}$ [kPa]	$T_{ideal,l}$ [K]
1	300,3	100	6,87	300						
2	534,9	500	6,987	530,6	500	473,8	476,2	6,87		
3	1150	470	7,792	1090					500	1100
4	797,5	100	7,856	777,2	100	733	749,4	7,792		
5	758,1	500	7,341	740,9						
6	574,3	100	7,521	568,3						
7	1397	100	8,443	1300						
8	888,2	100	7,967	859,4						
9	713,3	100	7,741	699,5						

Arrays Table

	$h_{ideal,l}$ [kJ/kg]	$s_{ideal,l}$ [kJ/kg-K]	$P_{RK,l}$ [kPa]	$P_{ideal,RK,l}$ [kPa]	$P_{iso,RK,l}$ [kPa]	$T_{RK,l}$ [K]	$T_{ideal,RK,l}$ [K]	$T_{iso,RK,l}$ [K]	$h_{RK,l}$ [kJ/kg]
1			33,76			345			300,6
2			4200		4200	345,4		345,2	306
3	1162	7,785	4100	4200		649,5	664,5		3155
4			33,76		33,76	345		345	2398
5									
6									
7									
8									
9									

Arrays Table

	$h_{ideal,RK,l}$ [kJ/kg]	$h_{iso,RK,l}$ [kJ/kg]	$s_{RK,l}$ [kJ/kg-K]	$s_{ideal,RK,l}$ [kJ/kg-K]	$s_{iso,RK,l}$ [kJ/kg-K]	$x_{RK,l}$	$x_{iso,RK,l}$
1			0,9771			0	
2		304,9	0,9802		0,9771		
3	3189		6,669	6,711			
4		2264	7,056		6,669	0,9006	0,8433
5							
6							
7							
8							
9							

Diagramas T x s do IGCC com combustão externa

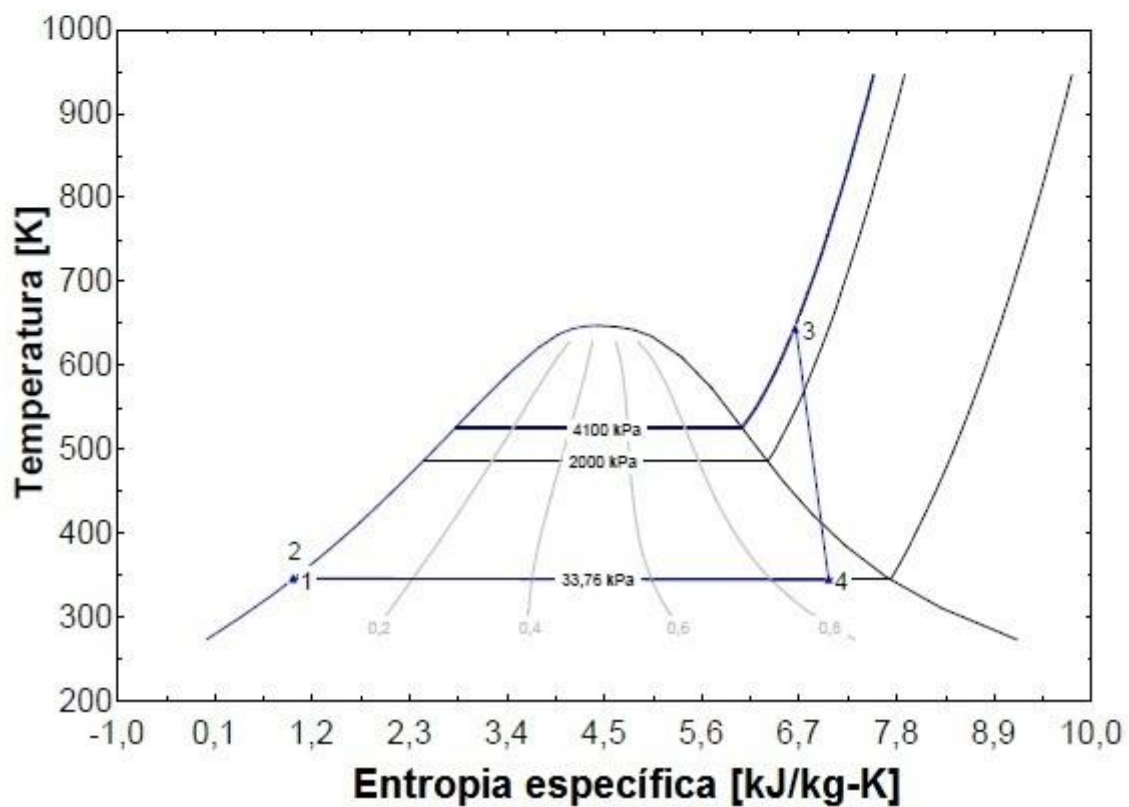
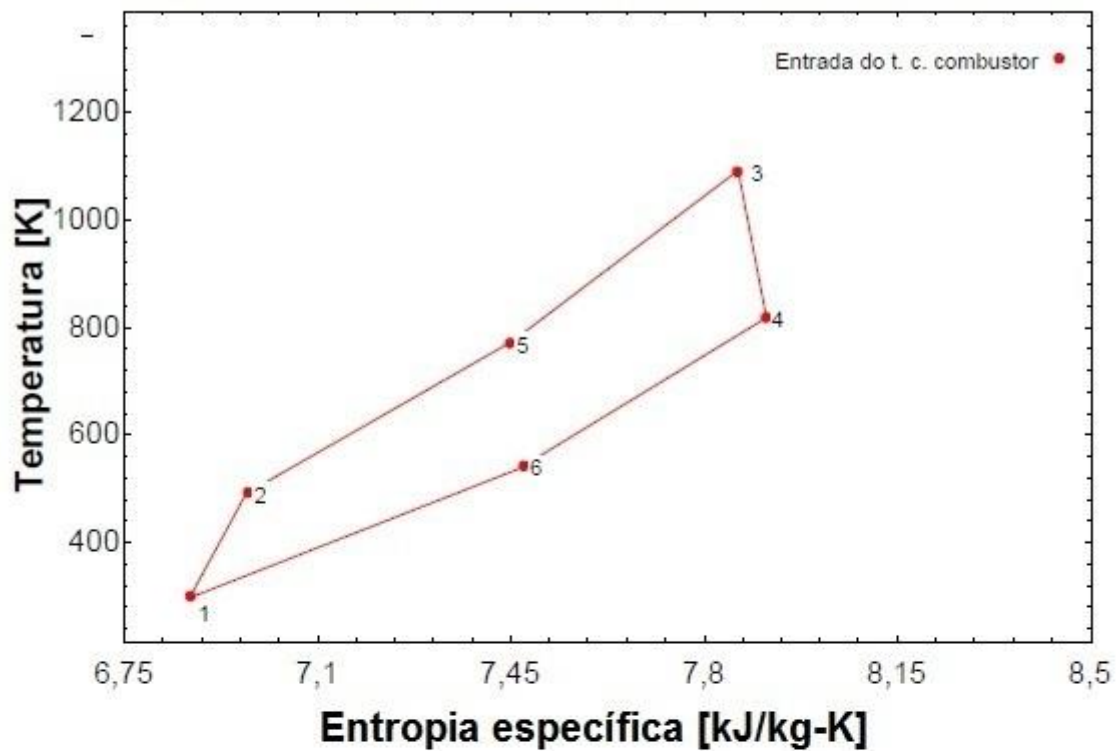


Figura A3 Diagramas T - s do ciclo combinado

ANEXO IV: Código fonte do modelo de ciclo ORC

```
$UnitSystem SI kPa K kJ kg s Degrees
"!Ciclo Rankine Orgânico"
"Fluido de trabalho"
Fluid_ro$ = 'R245fa'
"Taxa de calor fornecida"
Q_dot_in_ro = (Epsilon_TC_ro)^2*Q_dot_RK_out
"Propriedades do fluido"
"Temperatura crítica"
T_critical = T_crit(Fluid_ro$)
P_critical = P_crit(Fluid_ro$)
"Temperatura da fonte quente - aproveitamento de calor rejeitado"
T_q_ro = T_RK[4] - 5[K]
"Pressão máxima"
P_max_ro = P_sat(Fluid_ro$;T=T_q_ro)
"Temperatura da fonte fria - ambiente"
T_amb_ro = (273+22) [K]
"Temperatura no condensador"
T_cond_ro = T_amb_ro + 5[K]
"Pressão mínima"
P_min_ro = P_sat(Fluid_ro$;T=T_cond_ro)
"Eficiência isoentrópica da turbina"
mu_iso_turbine_ro = 0,8
"Eficiência isoentrópica da bomba"
mu_iso_pump_ro = 0,75
"Entrada da bomba - Líquido saturado"
P_ro[1] = P_ro[4]
x_ro[1] = 0
T_ro[1] = T_sat(Fluid_ro$;P=P_ro[1])
h_ro[1] = enthalpy(Fluid_ro$;X=x_ro[1];P=P_ro[1])
s_ro[1] = entropy(Fluid_ro$;X=x_ro[1];P=P_ro[1])
"Entrada na caldeira"
P_s_ro[2] = P_max_ro
s_s_ro[2] = s_ro[1]
T_s_ro[2] = Temperature(Fluid_ro$;P=P_s_ro[2];S=s_s_ro[2])
h_s_ro[2] = enthalpy(Fluid_ro$;T=T_s_ro[2];P=P_s_ro[2])
W_p_ro = (h_s_ro[2] - h_ro[1])/mu_iso_pump_ro
h_ro[2] = h_ro[1] + W_p_ro
P_ro[2] = P_s_ro[2]
s_ro[2] = entropy(Fluid_ro$;H=h_ro[2];P=P_ro[2])
T_ro[2] = Temperature(Fluid_ro$;H=h_ro[2];P=P_ro[2])
x_ro[2] = quality(Fluid_ro$;P=P_ro[2];h=h_ro[2])
"Entrada da turbina"
P_ro[3] = P_ro[2]
T_ro[3] = T_q_ro
{h_ro[3] = enthalpy(Fluid_ro$;T=T_ro[3];P=P_ro[3])
s_ro[3] = entropy(Fluid_ro$;T=T_ro[3];P=P_ro[3])
x_ro[3] = quality(Fluid_ro$;P=P_ro[3];h=h_ro[3])}
h_ro[3] = enthalpy(Fluid_ro$;T=T_ro[3];X=x_ro[3])
s_ro[3] = entropy(Fluid_ro$;T=T_ro[3];X=x_ro[3])
x_ro[3] = 1
"Entrada do condensador - Vapor saturado"
P_s_ro[4] = P_min_ro
s_s_ro[4] = s_ro[3]
T_s_ro[4] = T_sat(Fluid_ro$;P=P_s_ro[4])
h_s_ro[4] = enthalpy(Fluid_ro$;S=s_s_ro[4];P=P_s_ro[4])
W_t_ro = mu_iso_turbine_ro*(h_ro[3] - h_s_ro[4])
h_ro[4] = h_ro[3] - W_t_ro
P_ro[4] = P_s_ro[4]
s_ro[4] = entropy(Fluid_ro$;H=h_ro[4];P=P_ro[4])
T_ro[4] = Temperature(Fluid_ro$;H=h_ro[4];P=P_ro[4])
x_ro[4] = quality(Fluid_ro$;P=P_ro[4];h=h_ro[4])
"Potência específica da turbina ideal"
w_t_ideal_ro = (h_ro[3] - h_s_ro[4])
"Potência específica da bomba ideal"
w_p_ideal_ro = (h_s_ro[2] - h_ro[1])
```

"Taxa específica de calor rejeitada"
 $q_{out_ro} = (h_{ro}[4] - h_{ro}[1])$
 "Taxa específica de calor admitida"
 $q_{in_ro} = (h_{ro}[3] - h_{ro}[2])$
 "Potência específica líquida do ciclo"
 $w_{liq_real_ro} = w_{t_ro} - w_{p_ro}$
 "Potência específica ideal do ciclo"
 $w_{liq_ro} = w_{t_ideal_ro} - w_{p_ideal_ro}$
 "Eficiência térmica ideal do ciclo"
 $\eta_{t\acute{e}rmica_ro} = w_{liq_ro} / q_{in_ro}$
 $\eta_{t\acute{e}rmica_real_ro} = w_{liq_real_ro} / q_{in_ro}$
 "Eficiência elétrica real do ciclo"
 $\eta_{el\acute{e}trica_ro} = W_{dot_el_ro} / Q_{dot_RK_out}$
 "Eficiência de Carnot"
 $\mu_{carnot_ro} = (1 - T_{amb_ro} / T_{q_ro})$
 "Vazão mássica"
 $m_{dot_ro} = Q_{dot_in_ro} / q_{in_ro}$
 "Potência da bomba"
 $W_{dot_pump_ro} = m_{dot_ro} * (h_{ro}[2] - h_{ro}[1])$
 "Potência da turbina"
 $W_{dot_turbine_ro} = m_{dot_ro} * (h_{ro}[3] - h_{ro}[4])$
 "Potência líquida"
 $W_{dot_liq_ro} = W_{dot_turbine_ro} - W_{dot_pump_ro}$
 "Potência elétrica"
 $W_{dot_el_ro} = W_{dot_liq_ro} * \eta_{generator}$
 "Potência global com rankine orgânico"
 $W_{dot_liq_total} = W_{dot_liq_ro} + W_{dot_RK_liq}$
 "Potência elétrica global com rankine orgânico"
 $W_{dot_el_total} = W_{dot_el_ro} + W_{dot_el_RK}$
 "Eficiência térmica global contabilizando Rankine Orgânico"
 $\eta_{th_gl_ro} = W_{dot_liq_total} / Q_{dot_in_gasifier}$
 "Eficiência elétrica global contabilizando Rankine Orgânico"
 $\eta_{el_gl_ro} = W_{dot_el_total} / Q_{dot_in_gasifier}$
 "Análise do ORC"
 "Quantidade de horas de operação da planta principal por ano"
 $k = 8760[h] * 0,9$
 "Fator de capacidade"
 $F_c = 0,95$
 "Análise econômica"
 "Potência Instalada"
 $P_i = W_{dot_el_ro}$
 "Calor rejeitado (base para o cálculo dos custos de instalação e manutenção)"
 $P_t = Q_{dot_RK_out}$
 "Produção Anual de Energia"
 $E_n = P_i * F_c * k$
 "Vida útil"
 $v = 10$
 "Dados referentes ao investimento inicial"
 "Taxa de Câmbio Real/Euro"
 $tx = 2,63$
 "Imposto de importação"
 $ii = 1,14$
 "Investimento inicial"
 $I = C_i * ((1+j)^{t_c} - 1) / j + C_e * (1+j)^{t_c}$
 "Taxa de juros"
 $j = 0,0625$
 "De acordo com o estudo de caso Turboden"
 "Custo específico do equipamento"
 $CEE1 = 1000 [$/kW]$
 $CEE2 = 1300 [$/kW]$
 $CEE3 = 1125 [$/kW]$
 $CEE = Average(CEE1;CEE2;CEE3) * tx * ii$
 "Custo do equipamento"
 $C_e = P_i * CEE$
 "Custo específico da instalação"
 $CEI1 = 115,38 [$/kW]$
 $CEI2 = 227 [$/kW]$
 $CEI3 = 234 [$/kW]$


```

CEI = Average(CEI1;CEI2;CEI3)*tx
"Custo de instalação"
C_i = P_t*CEI
"Tempo de instalação"
t_c = 1 {12 meses}
"!Cálculo do custo distribuído"
"Custo de combustível"
C_c = 0
"Custo específico anual de manutenção fixo"
"De acordo com o estudo de caso Turboden"
CEM = 0[$/kW-h]
CFM = 11,12[$/kW]*tx
"Valor específico do subproduto"
VES = 0 [$ /kW]
"Custo de manutenção"
C_m = (CEM*E_n + CFM*P_i)
"Valor anual do subproduto"
V_s = VES*P_i
"Valor residual"
R = 0,3*C_e
"Custo distribuído 1"
C_d_1 = C_c + C_m - V_s
"Custo distribuído 2"
C_d_2 = I*j + (((I - R)*j)/((1+j)^v - 1))
"Custo distribuído total"
C_d = C_d_1 + C_d_2
"!Análise do investimento"
"Razão custo benefício"
Custo_Beneficio = C_d/E_n

```